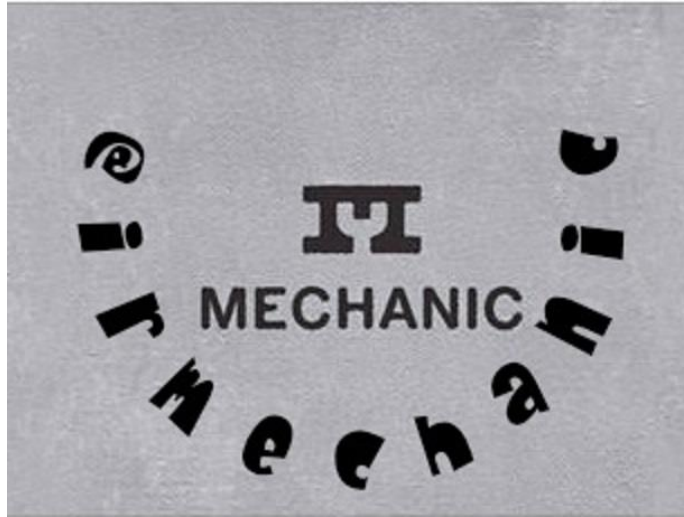
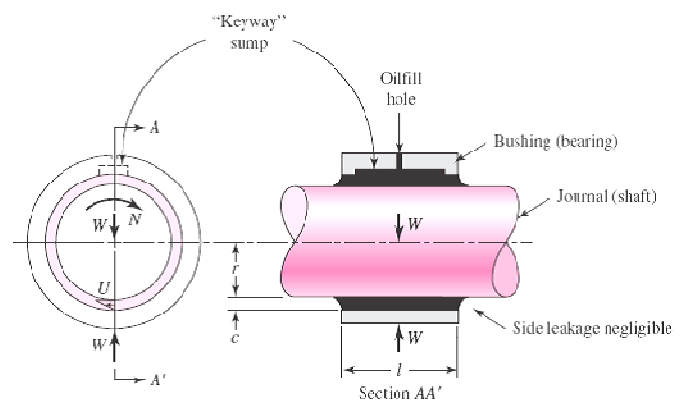
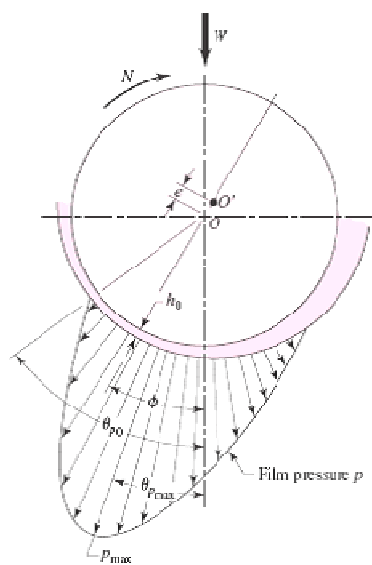


## كانال بزرگ مهندسين مكانيك



## گروه كنكور مهندسين مكانيك

## جزوه درسی یاتاقان و روغن کاری



## فصل اول

### مروری بر روغن ها (Lubricants)



#### مقدمه

#### مروری بر اصطکاک (Friction)

- عواملی که باعث پیدایش اصطکاک می شود :

۱. درگیری سطوح متقابل دو جسم
۲. صیقلی نبودن یا مواج بودن سطوح
۳. جاذبه مولکولی بین دو جسم

- عوامل مؤثر بر میزان اصطکاک

۱. نوع سیستم اصطکاکی
۲. فشاری که بین دو سطح تماس ایجاد می شود
۳. جنس سطوح در حال تماس
۴. شرایط سطوح در حال تماس

## انواع اصطکاک

الف) از نظر نوع حرکت اجسام نسبت به همدیگر :

- ۱- اصطکاک لغزشی
- ۲- اصطکاک غلتشی
- ۳- اصطکاک مرکب (ترکیبی از اصطکاک لغزشی و غلتشی)

ب) از نظر کاربرد روغن :

- ۱- اصطکاک خشک
- ۲- اصطکاک نیمه تر
- ۳- اصطکاک تر
- ۴- اصطکاک بین مایعات

ج) از نظر نیروی لازم برای غلبه بر اصطکاک :

- ۱- اصطکاک استاتیکی
- ۲- اصطکاک جنبشی

در مجموع اصطکاک به پنج دسته تقسیم می شود :

۱. اصطکاک لغزشی خشک (Sliding Friction) : در این حالت بین دو سطحی که روی هم می لغزند، هیچ گونه روغنکاری نداریم و نیروی لازم در این نوع اصطکاک معمولاً بیشترین مقدار است. انرژی تلف شده نیز در این نوع اصطکاک بیشترین مقدار است.

۲. اصطکاک غلتشی (Rolling Friction) : انرژی تلف شده در این نوع اصطکاک تقریباً صفر است.

۳. اصطکاک نیمه تر یا مرزی (Boundary Friction) : در این حالت لایه نازکی از روغن پوشش و حفاظی روی سطوح درگیر به وجود آورده است.



۴. اصطکاک تر یا مجزا (Mixed Film Friction): در این حالت دو سطح به وسیله لایه روغن از یکدیگر جدا می شود. بار یا فشار اضافی این حالت را به اصطکاک نیمه تر نزدیک می کند.

۵. اصطکاک بین مایعات (Fluid Film Friction): در این حالت لایه روغن به اندازه کافی بزرگ است به طوری که دو سطح را کاملاً از یکدیگر جدا می کند و اصطکاک فقط ناشی از لزجت روغن است که تابعی از دما و فشار روغن است.

#### پارامترهای تعیین کننده برای تشخیص میزان اصطکاک

۱. درجه حرارت تولید شده
۲. میزان سایش در اجسام جامد
۳. نیرو با توان لازم برای ادامه حرکت
۴. راندمان مکانیکی
۵. افت فشار در طول معینی از مسیر جریان

## انواع ساییدگی

۱. ساییدگی حاصل از درگیری (Adhesive Wear)
۲. ساییدگی حاصل از خراش دهی (Abrasive Wear): بعضی از مواد به غیر از سختی و نرمی سایش ایجاد می کنند مانند آلومینیوم.
۳. ساییدگی حاصل از خوردگی شیمیایی (Corrosive Wear)
۴. ساییدگی حاصل از خستگی (Fatigue Wear): تنش های نوسانی باعث تضعیف ساختمان مولکولی شده و گسستگی خستگی به وجود می آورد.
۵. ساییدگی حاصل از لرزش (Fretting Wear): از انتخاب سختی برنیل نامناسب و حرکت خفیف لرزش ناشی می شود.
۶. ساییدگی های متفرقه (خوردگی ضربه ای الکترولیز و حلالیت):
  - برخورد ذرات ریز با سرعت زیاد به سطح فلزات باعث خرابی می شود.
  - الکترولیز در اثر جریان الکتریسیته یا الکتریسیته ساکن به وجود می آید.
  - بعضی از مواد در بعضی از روغن ها حل می شود.

## روغن

روغن : هر چیزی که بتواند اصطکک را کاهش دهد یا باعث روانسازی شود، روغن نامیده می شود.

### اهم وظایف روغن های روانساز

۱. روانکاری : به حداقل رساندن اصطکاک و ساییدگی قطعات، با تشکیل لایه روغن با ضخامت مناسب بین قطعات متحرک.
۲. انتقال حرارت : انتقال حرارت ایجاد شده از سطوح مورد نظر و خنک کردن قطعات متحرک.
۳. ضربه گیر : یکی از ویژگی های مهم روغن، گرفتن ضربات در حین انجام اعمال مکانیکی بر روی قطعات است. بدین صورت که روغن از تأثیر ضربه های قطعات بر روی یکدیگر جلوگیری می کند. (نقش میرا کنندگی را دارد).
۴. حفاظت از سطوح : روغن های روانساز باید بتوانند سطوح قطعات فلزی را در مقابل زنگ زدگی و خوردگی شیمیایی محافظت کنند.
۵. آب بندی : مثلاً روغن موتور با تشکیل لایه ای از روغن بین پیستون و سیلندر در موتورهای احتراق داخلی از فرار گازهای متراکم جلوگیری می کند.
۶. انتقال ذرات : روغن های روانساز باید بتوانند ذرات ناشی از قطعات و مواد ناشی از تجزیه روغن و سوخت را به صورت معلق نگه داشته و با خود حمل کنند.

۷. انتقال نیرو : روغن های روانساز در بعضی از موارد نقش انتقال نیرو را نیز به عهده دارند.

### خصوصیات فیزیکی روغن های روانساز

۱. لزجت (viscosity) : مقدار مقاومتی است که روغن به علت اصطکاک داخلی مولکول های آن در مقابل جاری شدن از خود نشان می دهد. لزجت روغن با دما تغییر می کند و هر چه روغن گرم تر شود مقدار آن کمتر می شود. (میزان لزجت هر سیال با تغییرات دما، رابطه معکوس دارد :  $\mu \propto \frac{1}{T}$ )

$$\tau = \mu \times \frac{\partial u}{\partial y} \rightarrow \mu = \frac{\tau \left( \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} \right)}{\frac{\partial u}{\partial y} \left( \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)} \rightarrow \mu \left( \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \right) \text{ یا } (Pa \cdot s)$$

$$v = \frac{\mu \left( \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \right)}{\rho \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)} \rightarrow v \left( \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right)$$

$$1 \text{ Poise} = 1 \frac{g}{cm \cdot s}$$

$$= 0.1 Pa \cdot s \left( 1 Pa \cdot s = 10 \text{ Poise} \xrightarrow{\div 1000} \frac{1}{1000} Pa \cdot s \right)$$

$$= \frac{10}{1000} \text{ Poise} \rightarrow 1 \text{ mili } Pa \cdot s = 1 \text{ centi Poise} \Big) 10 \text{ Poise}$$

$$= 1 \frac{kg}{m \cdot s} = 1 Pa \cdot s$$

واحد  $\mu$  در سیستم انگلیسی رین (Reyn) است.

$$1 \text{ Reyn} = 1 \text{ psi} \cdot s$$

$$1 \text{ centi Poise} = 1.45 \times 10^{-7} \text{ Reyn}$$

$$1Pa.s = 1.45 \times 10^{-4} Reyn$$

۲. شاخص لزجت (viscosity Index): عددی است که اثر تغییر دما بر لزجت را نشان می‌دهد. هر چه شاخص لزجت روغنی بزرگ تر باشد، در اثر تغییر دما تغییرات لزجت آن کمتر است.

لزجت روغن ها را در  $100^{\circ}F$  و  $210^{\circ}F$  اندازه گیری می کنند. اگر کاهش لزجت در  $210^{\circ}F$  کم باشد به عنوان روغن مرغوب و اگر زیاد باشد به عنوان روغن نامرغوب شناخته می شود. از انواع روغن های موجود ۱۲۱ جفت روغن مشخص شده است که هر جفت از آن ها در دمای  $210^{\circ}F$  دارای لزجت یکسان هستند.

شاخص لزجت روغن مرغوب را  $100$  و شاخص لزجت روغن نامرغوب را صفر در نظر می گیرند. اگر بخواهیم شاخص لزجت یک روغن را تعیین کنیم لزجت آن را در  $210^{\circ}F$  اندازه گیری کرده و معلوم می کنیم لزجت آن با کدام یک از ۱۲۱ جفت روغن در  $210^{\circ}F$  برابر است. لزجت این روغن را در  $100^{\circ}F$  هم اندازه گیری می کنیم و در نمودار مربوط این نقاط را مشخص می کنیم.

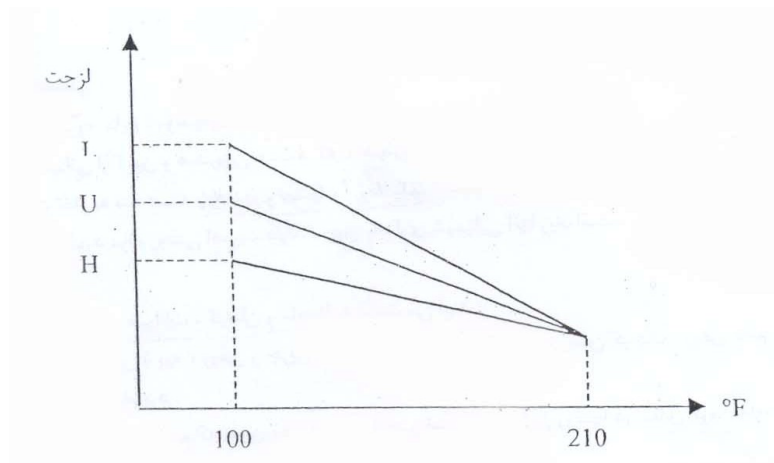
شاخص لزجت این روغن، از رابطه زیر به دست می آید :

$$viscosity\ Index = \frac{L - U}{L - h} \times 100\%$$

L: لزجت نامرغوب ترین روغن در  $100^{\circ}F$

H: لزجت مرغوب ترین روغن در  $100^{\circ}F$

U: لزجت روغن مورد آزمایش در  $100^{\circ}F$



۳. اصطلاح روغن های چند درجه ای (Multy Grade): برای روغن های موتور به دلیل

شاخص لزجت بالای آن ها می باشد. بدین ترتیب که این روغن ها به گونه ساخته می شوند که ضمن دارا بودن لزجت مناسب در دماهای بالا سیالیت کافی در دماهای پایین نیز از خود نشان می دهند.

۴. نقطه ریزش (Pour Point): پایین ترین دمایی است که روغن سرد شده تحت شرایط استاندارد جریان می یابد و هنوز سیال است.

۵. نقطه اشتعال (Flash Point): پایین ترین دمایی است که در آن روغن به اندازه کافی به بخار تبدیل می شود و با هوا یک مخلوط قابل اشتعال می سازد. به طوری که با نزدیک کردن شعله در یک لحظه مشتعل شده و سپس خاموش می گردد. این آزمون برای اندازه گیری فرار بودن و میزان حساسیت در مقابل آتشگیری صورت می گیرد.

۶. نقطه احتراق (Fire Point): پایین ترین دمایی است که در آن روغن به اندازه ای بخار تولید می کند که با نزدیک کردن شعله مشتعل شده و این اشتعال مدتی ادامه می یابد.

۷. وزن مخصوص نسبی : نسبت وزن مخصوص روغن به وزن مخصوص آب در دمای معین

$$\gamma = \frac{\gamma_{lubricant}}{\gamma_{Water}} \text{ (نسبی) می باشد.}$$

### ویژگی های روغن های روانساز

۱. دارای لزجت مناسب و ضریب اصطکاک کم می باشد و قابلیت روانکاری قسمت های مختلف دستگاه را به خوبی داشته باشد.
۲. در مقابل حرارت مقاوم باشد و اکسیده نشود.
۳. خاصیت پاک کنندگی مناسب داشته باشد و پس از کار مداوم و حرارت زیاد مواد لجنی و رسوبات در لابلای قطعات تشکیل ندهد.
۴. دارای شاخص لزجت بالا باشد.
۵. با ایجاد لایه نازکی روی سطوح متحرک که با یکدیگر در تماس هستند، می توان از ساییدگی و فرسودگی آن ها جلوگیری کرد.
۶. در حین عملیات ایجاد کف نکند.
۷. زنگ زدگی و خوردگی مواد شیمیایی بر روی قطعات را کنترل می نماید و با قطعات لاستیکی و پلاستیکی آب بندی و سازگاری کامل دارد.

## انواع روغن ها

۱. روغن های گازی : از گازهایی مانند هوا، هلیوم، هیدروژن و ازت برای روانکاری استفاده می شود. در یاتاقان های ژيروسکوپ یا در یاتاقان های کفگرد برخی توربین های عمودی و دهانه چرخان تلسکوپ های بزرگ از روغن های گازی استفاده می شود. در روغن های گازی ضریب اصطکاک به حدود صفر می رسد با تغییر دمای گازها، لزجت آن ها تغییر چندانی ندارد و گازها در مقابل تابش چندان تأثیرپذیر نیستند و می توان از آن ها در تجهیزات اتمی استفاده کرد و دانسیته آن ها خیلی کم است و در سرعت های بالا مناسب تر از روغن های مایع هستند.

## ۲. روغن های مایع

الف) روغن های معدنی :

مهمترین روغن های گروه مایع، روغن های معدنی هستند که از نفت خام مشتق می شوند.

مشتقات نفتی ترکیباتی از کربن و هیدروژن هستند که به هیدروکربورها موسومند. اجزاء اساسی نفت خام به سه دسته پارافین ها و نفتنها و آروماتیک ها تقسیم می شوند. که دو دسته اول در مورد مواد روغنی اهمیت دارند چون پایداری شیمیایی آن ها زیاد است.

ب) روغن های ثابت :

موادی هستند که از چربی حیوانات، گیاهان و ماهی ها به دست می آیند.



می توان از روغن های حیوانی (پیه، روغن و چربی خوک) و از روغن های گیاهی (روغن کرچک، روغن تخم کلم و روغن نخل) و از روغن های ماهی های (روغن سر نهنگ) را نام برد.

این روغن ها را از آن رو ثابت گوئیم که بدون تجزیه شدن تبخیر نمی شوند. این روغن ها در مقابل گرما مقاومند ولی در برابر سرما به صورت جامد (پیه) در می آیند. بعضی از روغن های ثابت با اکسیژن موجود در هوا ترکیب شده و خشک می شوند، که آن ها را روغن های خشک شونده گویند. این روغن ها (مانند بذر کتان) در صنایع رنگ سازی کاربرد دارند.

نوع دوم روغن های ثابت، روغن های خشک نشو هستند که در روغن کاری به کار می روند.

عدد یدی : درجه تمایل روغن به جذب اکسیژن و خشک شدن را با عددی به نام عدد یدی مشخص می سازند.

عدد یدی مقدار گرم های یدی است که به سویله صد گرم روغن تحت شرایط آزمایش جذب می شود. هر چه این عدد بزرگ تر باشد خاصیت خشک شوندگی روغن بیشتر است.

روغن های ثابت از اسیدهای چرب و الکل ها تشکیل شده اند. روشی وجود دارد که طی آن اسیدهای چرب آزاد و ترکیب شده در روغن را اندازه گیری می کنند. این روش را صابونی کردن گویند و عدد مربوط به آن را عدد صابونی گویند.

عدد صابونی : مقدار میلی گرم های هیدروکسید پتاسیمی است که یک گرم روغن را تحت شرایط خاص آزمایش صابونی می کند هر چه این عدد بزرگ تر باشد، مقدار خالص جزء اصلی (پایه) موجود در روغن بیشتر است.

ج) روغن های مصنوعی :

روغن های معدنی بعضی مواقع جوابگوی احتیاجات روغنکاری مورد نظر نیستند. برای تکمیل تر شدن روغن های معدنی، با تغییر اندازه بعضی از مولکول ها به وسیله جایگزین کردن گروهی از اتم ها به جای اتم های دیگر خواص روغن تغییر می کند. بعضی از این خواص لزجت، فشار بخار، پایداری در برابر حرارت و مقاومت در برابر آتش می باشد. به این روغن ها، روغن های مصنوعی گفته می شود.

روغن های مصنوعی که در صنعت بیشتر مصرف می شوند عبارتند از : سیلیکون ها، پلی گلیکول ها، فسفات استرها و سیلیکات استرها.

از روغن های مصنوعی در محیط های ریخته گری، جوشکاری، نورد نسوزکاری و فرزکاری استفاده می شود.

د) روغن های مایع فلزی :

از این روغن ها در محیط های گرم مانند سفینه های فضایی ( $1500^{\circ}\text{F} - 400^{\circ}\text{F}$ ) یا رآکتورهای اتمی برای روغن کاری یا خنک کردن استفاده می شود.

۳. روغن های جامد : این روغن ها در شرایط سخت کاری از نظر دما، بار، مکش و تشعشعات اتمی استفاده می شود.

دمای زیاد باعث اکسیداسیون یا حتی تبخیر روغن می شود و دمای کم باعث یخ زدن روغن می شود.

روغن های جامد گاهی به صورت خشک به کار می روند ولی اغلب به عنوان افزوده در روغن و گریس مورد استفاده قرار می گیرند.

روغن های جامد مثل گرافیت یا دی سولفید مولیبدن در محیط هایی با دمای بالا مثل یاتاقان های نورد کوره ها به کار می روند.

تفلون (پلی تترافلوئور اتیلن PTEE) ضریب اصطکاک کم و مقاومت زیاد در برابر بار (تا حدود ۵۰ kpsi) دارد و در مقابل سایش مقاوم است و به عنوان روکش سطوح بدون روغن به کار می رود.

## گریس ها

گریس ها روغن هایی با لزجت پایین هستند که با ذرات جامد تغلیظ شده اند. با ترکیب روغن های معدنی و صابون، می توان گریس به وجود می آورد. صابون ها از تریب اسیدهای چرب و هیدروکسیدها ایجاد می شوند.

گلیسرین + صابون معمولی → سود سوز آور + استارین گلیسرین

صابون → هیدروکسید + اسیدهای چرب

گریس → روغن معدنی + صابون

هر چه صابون بیشتری به روغن اضافه شود، گریس سفت تر می شود.  
یکنواخت بودن، حلال بودن و سفت بودن، شکل ظاهری، رنگ و کلاً خواص فیزیکی بستگی به صابون مورد استفاده دارد.

## انواع گریس ها

۱. گریس جامد : گریس های جامد معمولاً برای جاهایی که بار ضربه ای یا بار زیاد وجود دارد. مثل اکسل اتومبیل به کار می رود.
۲. گریس های نیمه مایع : در جاهایی که نخواهند روغن استفاده کنند و بار تا حدودی وجود دارد و باید حرکت به راحتی امکان پذیر باشد مانند بلبرینگ ها و رولبرینگ ها از گریس های نیمه مایع استفاده می کنند. در این موارد آب بندی برای روغن مشکل است. اما برای گریس ساده است. معمولاً برای آب بندی روغن از نوار نمدی استفاده نمی کنند. معمولاً اگر درجه حرارت از  $200^{\circ}\text{F}$  بیشتر شود گریس مطلوب نیست و از روغن استفاده می کنند.

## مزایای استفاده از گریس

۱. با استفاده از گریس تعداد دفعات روانکاری کمتر می شود.

۲. راندمان بالاتر در فشار بالا

۳. متتفی شدن چکه و نشتی از قطعات

۴. روانکاری ساده تر دستگاه ها با گریس

۵. راحتی استفاده از گریس ها

## معایب گریس ها

۱. عدم خنک کنندگی گریس ها

۲. نداشتن خاصیت پاک کنندگی

۳. از گریس ها در حداکثر دمای  $200^{\circ}\text{F}$  استفاده می شود زیرا گریس ها در دماهای بالا

تجزیه می شود.

۴. در سرعت های بالا از گریس ها استفاده نمی شود. زیرا لزجت گریس ها بسیار زیاد است

و هنگامی که سرعت زیاد می شود تنش برشی بسیار زیاد می شود.  $\left(T = \mu \frac{\partial u}{\partial y}\right)$

## انواع گریس ها از نظر رنگ

خاکستری، قهوه ای، سیاه، شفاف، کدر، لیمویی، سبز روشن و ... البته هیچ رنگی مزیتی بر دیگری ندارد.

سفت بودن یا شل بودن گریس به میزان صابون و نوع پایه روغن مورد استفاده برای ساختن گریس بستگی دارد.

## انواع گریس های متداول

گریس لیتیم، گریس سدیم، گریس کلسیم، گریس آلومینیوم، گریس کلسیم و سرب، گریس لیتیم و سرب، گریس گرافیت، گریس کلسیم کمپلکس.

## افزودنی ها

افزودنی ها موادی هستند که به روغن یا گریس اضافه می شود تا خواص دلخواه در روغن یا گریس به وجود آید.

عمده افزودنی هایی که در صنعت روغن کاری داریم عبارتند از :

۱. افزودنی ضد اکسید شدن روغن
۲. افزودنی پاک کننده و معلق کننده
۳. افزودنی تحمل کننده فشار زیاد
۴. افزودنی سست کننده نقطه روانی روغن (نقطه ریزش)

۵. افزودنی ضد کف
۶. افزودنی ضد خوردگی
۷. افزودنی ضد آتش سوزی
۸. افزودنی ضد سایش
۹. افزودنی بالا برنده شاخص لزجت

### تقسیم بندی روغن ها

معمولاً روغن ها بر مبنای لزجت یا بر مبنای کیفیت عملکرد تقسیم بندی می شوند.

۱. طبقه بندی انجمن مهندسين خودرو (SAE): این درجه بندی صرفاً بر مبنای لزجت

دینامیکی روغن ( $\mu$ ) می باشد.

برای لزجت بیشتر از واحد سانتی پویز استفاده می شود. در یک سیال نیوتنی لایه های سیال

(ذرات سیال) در خط مستقیم و موازی با هم حرکت می کنند.

حرف W همراه عدد SAE معرف روغن هایی است که در محیط های سرد به کار می روند

و لزجت آن ها در گرما اهمیت ندارد. روغن هایی که حرف W در جلوی آن ها قید نشده

است در محیط های گرم به کار می رود و لزجت آن ها در سرما اهمیت ندارد. مبنای دما برای

محیط های سرد  $18^{\circ}\text{C}$  - و برای محیط های گرم  $100^{\circ}\text{C}$  است.

درجه SAE	حداکثر لزجت (سانتی پویز cP)	لزجت سینماتیک در دمای ۱۰۰ °C (سانتی استوک cSt)	
		حداقل	حداکثر
۰ W	۳۲۵۰ (۳۰ °C)	۳.۸	—
۵ W	۳۵۰۰ (۲۵ °C)	۳.۸	—
۱۰ W	۳۵۰۰ (۲۰ °C)	۴.۱	—
۱۵ W	۳۵۰۰ (۱۵ °C)	۵.۶	—
۲۰ W	۴۵۰۰ (۱۰ °C)	۵.۶	—
۲۵ W	۶۰۰۰ (۵ °C)	۹.۳	—
۲۰	—	۵.۶	< ۹.۳
۳۰	—	۹.۳	< ۱۲.۵
۴۰	—	۱۲.۵	< ۱۶.۳
۵۰	—	۱۶.۳	< ۲۱.۹
۶۰	—	۲۱.۹	< ۲۶.۱



روغن محورها و انتقال دهنده های غیر اتوماتیک : این روغن ها دارای لزجت بالا بوده و واسگازین نامیده می شوند. در مواردی که بار زیاد باشد، مانند : دیفرانسیل، خودروها و گیربکس ماشین آلات سنگین از این روغن ها استفاده می شود. از این روغن ها در موتورها استفاده نمی شود.

درجه SAE	حداکثر لزجت (سانتی پویز cP)	لزجت سینماتیک در دمای ۱۰۰ °C (سانتی استوک cSt)	
		حداقل	حداکثر
۷۵ W	—	۴.۱	—
۸۰ W	—	۷	—
۸۵ W	—	۱۱	—
۹۰ W	—	۱۳.۵	—
۱۴۰ W	—	۲۴	< ۲۴
۲۵۰ W	—	۴۱	< ۴۱

طبقه بندی سازمان بین المللی استاندارد (ISO): این سازمان روغن ها را بر مبنای لزجت سینماتیک در  $40^{\circ}\text{C}$  برحسب سانتی استوک طبقه بندی کرده است. (مرجع در کتاب اصول

طراحی یاتاقان و روانکاری ص: ۵۴ جدول ۲-۴)

طبقه بندی (SUS): یکی از روش های اندازه گیری لزجت روغن، اندازه گیری زمان خارج شدن مقدار مشخصی از روغن در شرایط آزمایش از دستگاه سیبولت است.

در دستگاه سیبولت یونیورسال تعداد ثانیه هایی که مقدار ۶۰ mLit روغن خارج می شود معرف نوعی معیار برای لزجت به نام SUS است.

با دستگاه های مشابهی مانند Redwood مورد استفاده در بریتانیا با مبنای ۵۰ mLit و دستگاه انگلر در آلمان با مبنای ۲۰ mLit نیز این آزمایش انجام می شود. رابطه ای که بین لزجت سینماتیک و این زمان (ثانیه ها) برقرار است به صورت زیر می باشد:

$$v(c.St) = AT - \frac{B}{T}$$

ضرایب A , B در هر یک از دستگاه های فوق از جدول زیر به دست می آیند:

نوع دستگاه	A	B
Universal Saybolt	۰.۲۲	۱۸۰
Redwood	۰.۲۶	۱۷۱
Engler	۰.۱۴۷	۳۷۴

## روغن های هیدرولیک

روغن های هیدرولیک روغن هایی هستند که از آن ها برای انتقال نیرو از یک نقطه به نقطه دیگر استفاده می شود.

مشخصاتی که روغن های هیدرولیک باید داشته باشند عبارتند از :

۱. لزجت مناسب با تراکم پذیری قابل قبول.
  ۲. ایجاد آب بندی مناسب بین قطعات در حال حرکت.
  ۳. محافظت دستگاه از زنگ زدگی و خوردگی.
  ۴. حداقل نمودن میزان سایش.
  ۵. خاصیت جداسازی و اجازه ته نشینی به مواد زائد خارجی.
  ۶. مقاومت در برابر آتش سوزی یا دارا بودن نقطه اشتعال بالا.
- روغن های معدنی با هر سه پایه نفتی، پارافینی و آروماتیکی پایه خوبی برای ابتدای کار هستند. فقط نقطه ضعف عمده آن ها نقطه اشتعال پایین آن ها است.

عواملی که در انتخاب روغن های هیدرولیک مؤثرند :

۱. لزجت
۲. شاخص لزجت
۳. نقطه ریزش
۴. قابلیت تراکم ناپذیری

۵. پایداری در برابر اکسید شدن

۶. خاصیت روانکاری

۷. خاصیت هوا ناپذیری

۸. خاصیت ضد امولسیون

۹. خاصیت ضد خوردگی

۱۰. سازش ناپذیری با سایر مواد

۱۱. اشتعال ناپذیری

۱۲. مقاومت در برابر آتش سوزی

روغن های هیدرولیک معمولاً دارای پایه SAE5 تا SAE20 و عموماً SAE10 می باشند. چون هر چه لزجت پایین تر باشد، راندمان انتقال نیرو بیشتر می شود. ولی هر چه لزجت بالاتر رود خاصیت آب بندی آن بیشتر می شود. ولی چون اساس روغن های هیدرولیک انتقال نیروست لذا باید روغنی با لزجت کم را انتخاب کرده و از آب بندی های قوی تر استفاده کنیم.

روغن های هیدرولیک معمولاً در دماهای محیط تا حدود  $40-50^{\circ}\text{F}$  کمتر از دمای اشتعالشان مورد استفاده قرار می گیرند. قابلیت تراکم پذیری به دلیل کاهش نسبی حجم در اثر افزایش فشار است و مقدار معمول آن تا  $1000\text{ psi}$  به ازای هر  $100\text{ psi}$  افزایش فشار  $0.5\%$  کاهش حجم است.

از ۱۰۰۰ psi تا ۴۰۰۰ psi به ازای هر ۱۰۰۰ psi افزایش فشار ۰.۵٪ کاهش حجم مجاز است. از ۴۰۰۰ psi به بالا باید کاهش حجم ناچیز باشد.

روغن های پارافینی قابلیت تراکم پذیری کمتری دارند و برای جلوگیری در برابر اکسید شدن از افزودنی های ضد اکسید شدن استفاده می شود.

در مخازن روغن، ورودی روغن به صورت سر ریز و در نقطه ای پایین تر از سطح آزاد روغن وارد مخزن می شود. اگر هوا وارد روغن شود در مدار هیدرولیک لرزش و سر و صدا که ناشی از پدیده کاویتاسیون است ایجاد می شود.

حتماً سطح روغن در مخزن نباید از یک حدی پایین تر باشد و صافی روغن نیز باید همواره در داخل مخزن روغن وجود داشته باشد.

روغن های هیدرولیک باید خاصیت ضد امولسیون یعنی خاصیت جداسازی آب از روغن را داشته باشند.

ته مخزن روغن شیب دار ساخته می شود تا رسوبات و آب در ته مخزن در یک گوشه جمع شده و به راحتی تخلیه شوند.

خاصیت هوا پذیری یا کف کنندگی در روغن های هیدرولیک خیلی مهم است. به همین دلیل مخزن روغن باید حتماً سربسته باشد و با هوا در تماس نباشد تا مشکلات کشش سطحی و هواپذیری به وجود نیاید.

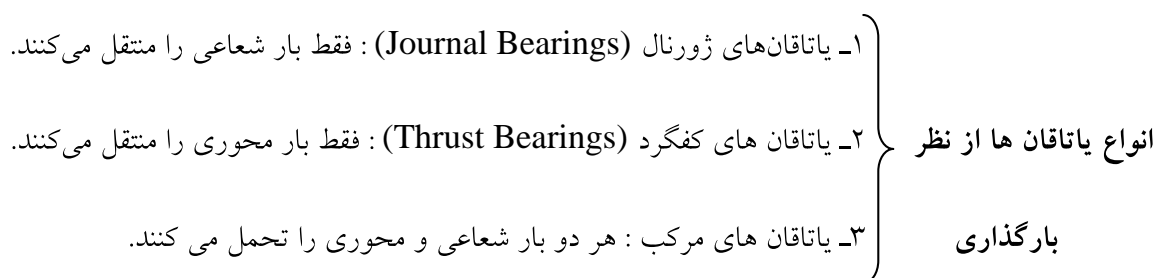
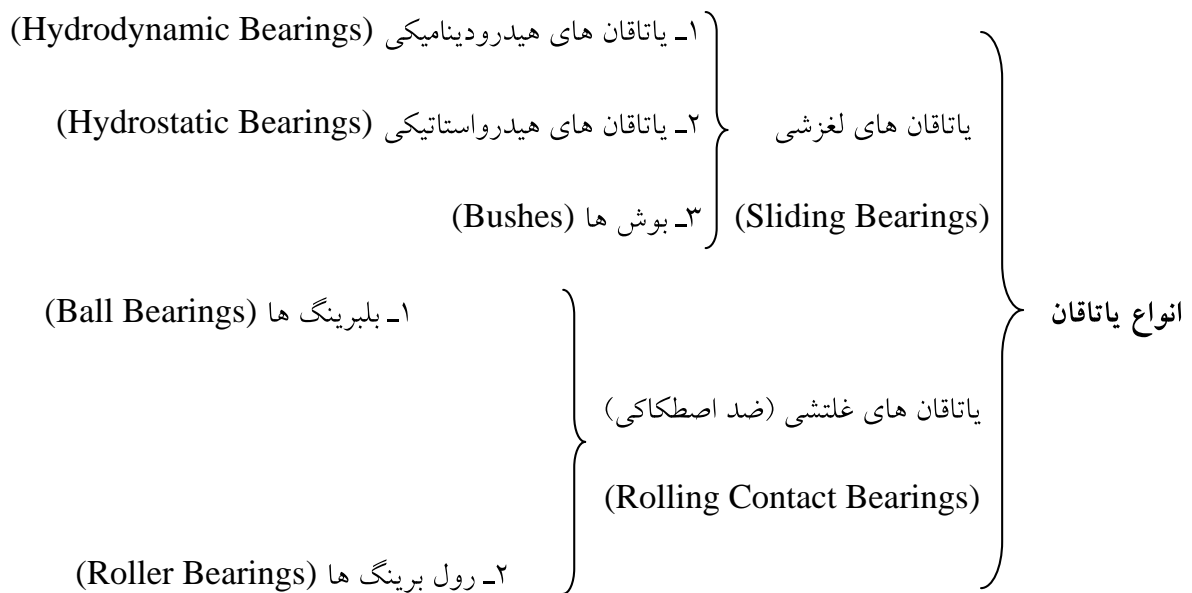
افزودنی های ضد زنگ زدگی که به روغن های هیدرولیک اضافه می کنند، مواد گالوانیزه و موادی که دارای مس و منیزیم هستند را می خوردند و ممکن است باعث باد کردن آب بندها (واشرها و اورینگ ها) شوند. لذا باید از آب بندهای مناسب تر استفاده کرد.

با اضافه کردن افزودنی هایی مانند هالوژن ها و سیلیکون ها نقطه اشتعال روغن های هیدرولیک تا  $700^{\circ}\text{F}$  می رسد.

## فصل دوم

### مروری بر طراحی یاتاقان های ژورنال هیدرودینامیکی

#### (Journal Bearings)



در جاهایی که سرعت بالا داریم، از یاتاقان های هیدرودینامیکی استفاده می کنیم.

در جاهایی که سرعت پایین داریم، از یاتاقان های هیدرواستاتیکی استفاده می کنیم.

در یاتاقان های هیدرودینامیکی فیلم روغن در اثر حرکت نسبی بین اجزاء ایجاد می شود و

توسط آن نیرو انتقال می یابد.

## یاتاقان های هیدرودینامیکی

**قانون پتروف :** قانون پتروف با فرض هم محور بودن محور و یاتاقان بیان می شود.

اهمیت قانون پتروف در معرفی گروهی از پارامترهای بدون بعد است. ضریب اصطکاک پیش

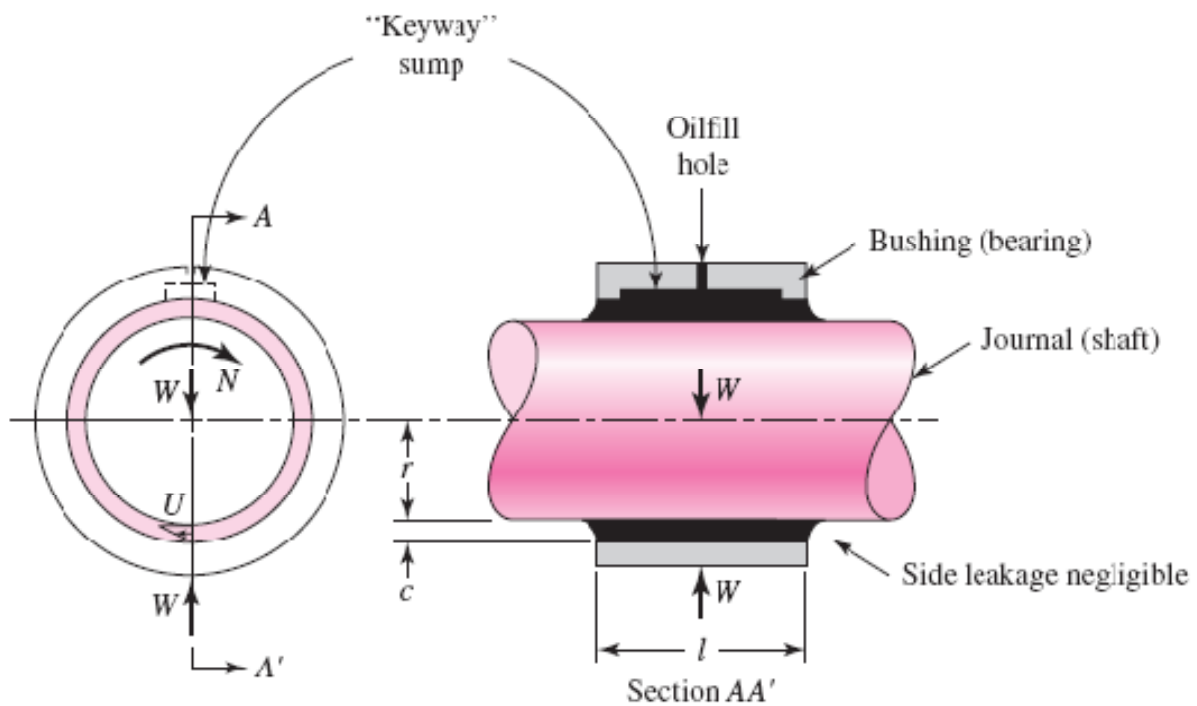
بینی شده توسط این قانون، برای یاتاقان ها و محورهای غیر هم مرکز هم خوب است.

برای یک یاتاقان قائم به طول  $L$  و شعاع  $r$  و لقی  $c$  که از روغن پر باشد و محور نیز با

سرعت دورانی  $N \left( \frac{rev}{s} \right)$  بچرخد داریم :

$$U = 2\pi r N$$

سرعت خطی محیط محور





با فرض ثابت بودن تنش برشی در لایه روغن داریم :

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} = \mu \frac{u}{y} (y = c)$$

$$F = \tau \times A$$

$$\tau = \frac{2\pi r N \mu}{c}$$

T : گشتاور پیچشی حاصل از نیروی مماسی F

$$\begin{aligned} T = F \times r &= (\tau A) \times r = \left( \frac{2\pi r N \mu}{c} \right) (2\pi r L)(r) \\ &= \frac{4\pi^2 r^3 L \mu N}{c} \quad (1) \end{aligned}$$

اگر نیروی عمودی (w) از محور به یاتاقان وارد شود، فشار (P) روی تصویر سطح محور

(2 r L) ایجاد می شود :

$$P = \frac{W}{2rL} \rightarrow W = 2 r L P$$

اگر ضریب اصطکاک f باشد، نیروی اصطکاک برابر  $f \times W$  است و گشتاور پیچشی حاصل

از اصطکاک به صورت زیر است :

$$T = f W r = (f)(2 r L P)(r) = 2 r^2 f L P \quad (2)$$

$$(1) \& (2) \rightarrow 2 r^2 f L P = \frac{4\pi^2 r^3 L \mu N}{c} \rightarrow f = 2\pi^2 \times \frac{\pi N}{P} \times \frac{r}{c}$$

به رابطه فوق قانون پتروف گویند و پارامترهای بدون بعد  $\frac{\pi N}{P}$  و  $\frac{r}{c}$  کمیت های بسیار مهم

در روانسازی هستند.

عدد ویژه یاتاقان یا عدد سامرفیلد

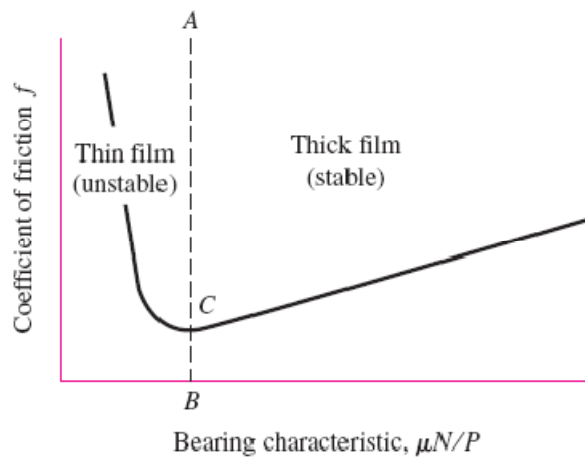
$$S = \frac{\mu N}{P} \times \left(\frac{r}{c}\right)^2$$

عدد سامرفیلد یک کمیت بدون بعد است.  $\frac{r}{c}$  را نسبت لقی گویند. اگر طرفین قانون پتروف را در  $\frac{r}{c}$  ضرب کنیم داریم:

$$f \times \frac{r}{c} = 2\pi^2 \times \frac{\mu N}{P} \times \left(\frac{r}{c}\right)^2 = 2\pi^2 S$$

### روانسازی پایدار

نمودار زیر که توسط برادران مک کی به دست آمده است، محدوده روانسازی را مشخص می‌کند.



در این نمودار ضریب اصطکاک  $f$  بر حسب مشخصه یاتاقان  $\frac{\mu N}{P}$  تعیین می‌شود. سمت راست خط چین AB ناحیه پایدار و تغییرات پدید آمده خود را تصحیح می‌کند. مثلاً اگر دمای روانساز افزایش یابد  $\mu$  کاهش یافته و  $\frac{\mu N}{P}$  کاهش می‌یابد و در نتیجه  $f$  کم شده و باعث می‌شود حرارت به وجود آمده در اثر اصطکاک کاهش یافته و دمای روانساز کم می‌شود.

سمت چپ خط چین AB ناحیه پایدار است. مثلاً اگر دمای روانساز افزایش یابد  $\mu$  کاهش یافته و در نتیجه  $f$  افزایش یافته و باعث می شود روانساز گرم تر شود و در نتیجه لایه روانساز نازک تر شده و از حالت هیدرودینامیکی به روانسازی مرزی نزدیک می شود و با کاهش بیشتر  $\frac{\mu N}{P}$  احتمال آغاز تماس فلز با فلز نیز بیشتر می شود.

$$\text{در ناحیه پایدار: اگر } T \uparrow \Rightarrow \mu \downarrow \Rightarrow \frac{\mu N}{P} \downarrow \Rightarrow f \downarrow \Rightarrow wf \downarrow \Rightarrow T \downarrow$$

$$\text{در ناحیه پایدار: اگر } T \uparrow \Rightarrow \mu \downarrow \Rightarrow \frac{\mu N}{P} \downarrow \Rightarrow f \uparrow \Rightarrow wf \uparrow \Rightarrow T \uparrow$$

### روانسازی با لایه ضخیم روغن

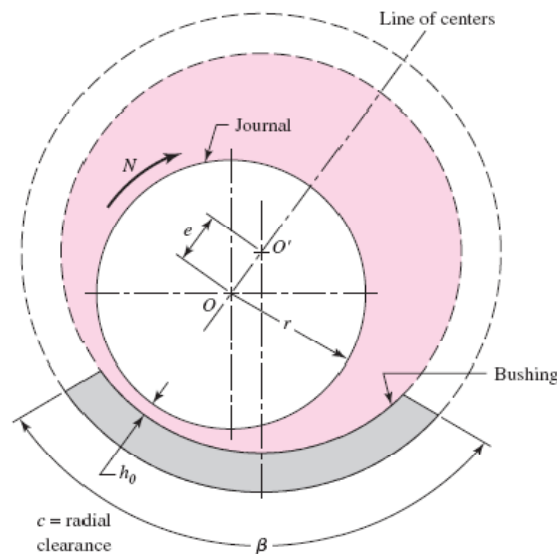
اگر یاتاقان خشک یا تا اندازه ای خشک باشد و جهت چرخش محور در جهت عقربه های ساعت باشد، محور به سمت راست یاتاقان غلتیده و خود را بالا می کشد و زمانی به تعادل می رسد که نیروی اصطکاک با مولفه مماسی بار یاتاقان برابر شود. اگر روانساز از بالای یاتاقان وارد فضای لقی شود چرخش محور باعث می شود که روانساز در جهت عقربه های ساعت پمپ شود و نهایتاً کمترین ضخامت لایه روغن  $h_0$  در سمت چپ یاتاقان پدید می آید و فشار روغن در ناحیه بین کمترین ضخامت لایه روغن و پایین ترین نقطه یاتاقان بیشترین مقدار است.

ضخامت لایه روغن را در هر قسمت با  $h$  نشان می دهند.

$$\varepsilon = \frac{e}{c} \text{ نسبت خارج از مرکز}$$

$e$  فاصله بین O (مرکز محور) و O (مرکز یاتاقان)

یاتاقان ممکن است کامل (Full Bearing) ( $\beta = 360^\circ$ ) یا پاره ای (Partial Bearing) باشد. یعنی به صورت قطاعی از دایره ( $0^\circ < \beta < 360^\circ$ ) باشد.



### نظریه هیدرودینامیک

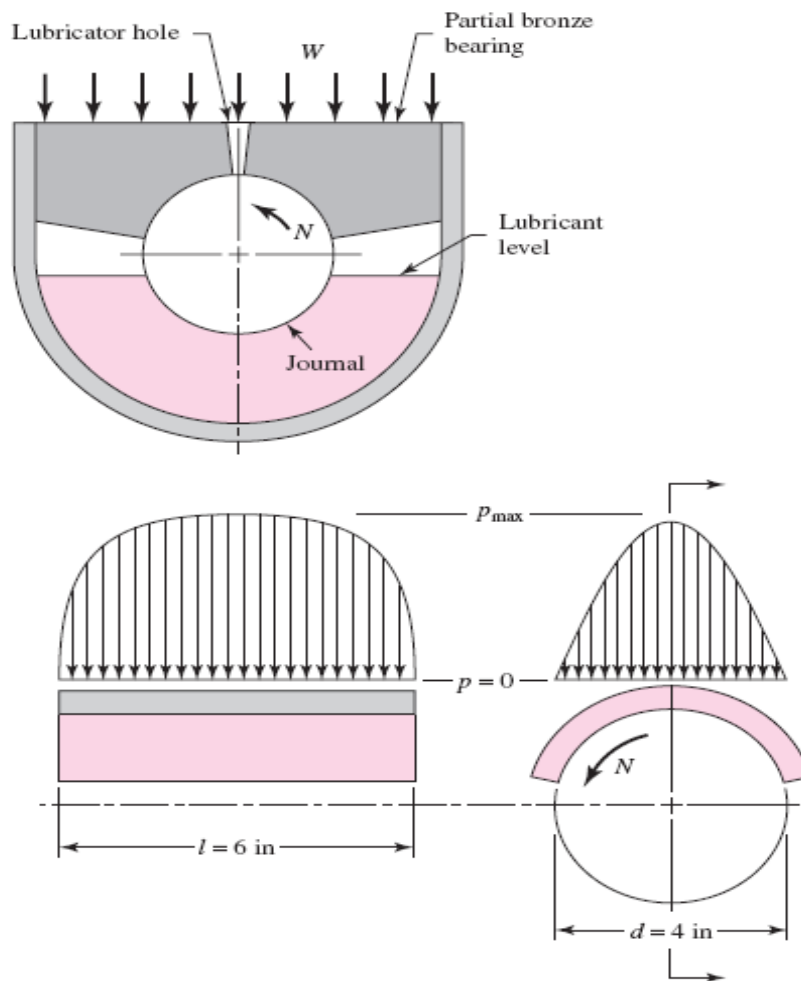
تاور در یک آزمایش به طور اتفاقی متوجه شد که فشار زیاد روغن در بین محور و یک یاتاقان پاره ای به قطر ۱۰۰ mm و طول ۱۵۰ mm با طول قوس  $157^\circ$  با روانسازی نوع پیاله ای به وجود می آید.

از این آزمایش رینولدز نتیجه گرفت که قانون خاصی اصطکاک، فشار و سرعت را به یکدیگر مربوط می سازد.

با توجه به نازک بودن لایه سیال، رینولدز از خمیدگی (انحناء) آن صرف نظر کرد و آن را یک یاتاقان لغزنده مسطح (Plane Slider Bearing) در نظر گرفت.

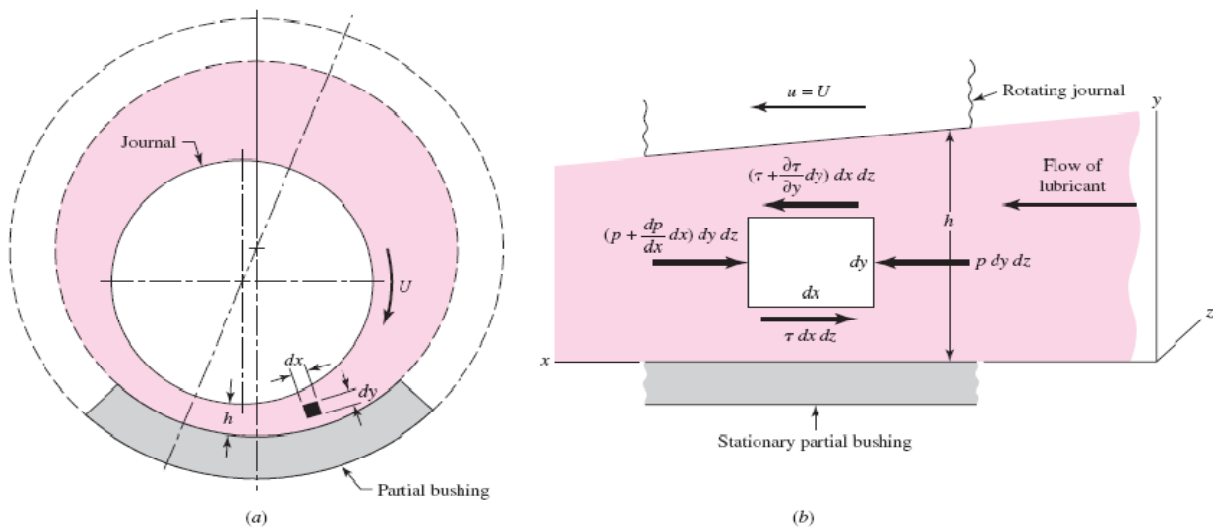
سایر فرض های رینولدز عبارتند از :

۱. روانساز یک سیال نیوتنی است.
۲. روانساز غیر قابل تراکم است.
۳. از نیروهای مربوط به اینرسی روانساز می رسد.
۴. لزجت روغن را در سرتاسر لایه روغن ثابت فرض می شود.
۵. فشار لایه روغن در راستای محور یاتاقان تغییر نمی کنند.
۶. یاتاقان و محور در راستای  $Z$  تا بی نهایت ادامه دارد. یعنی روانساز در راستای  $Z$  جریان ندارد.
۷. فشار لایه روغن در راستای  $Y$  ثابت است. لذا فشار فقط به  $X$  بستگی دارد.
۸. سرعت هر ذره در لایه روانساز فقط به  $X$  ,  $Y$  بستگی دارد.



اگر یک یاتاقان لغزشی داشته باشیم که با سرعت ثابت در جهت عقربه های ساعت بچرخد  
سرعت خطی محیط محور مقدار ثابت  $U$  است.

$$\left. \begin{array}{l} U = r \times \omega \\ \text{const} \\ \text{const} \end{array} \right\} \rightarrow U = \text{const.}$$



حال اگر یک حجم جزئی از روانساز به ابعاد  $dx$  ,  $dy$  ,  $dz$  را در نظر بگیریم داریم :

$$\sum F = 0 \Rightarrow \left( P + \frac{dP}{dx} dx \right) dydz + \tau dx dz - \left( \tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy \right) dx dz -$$

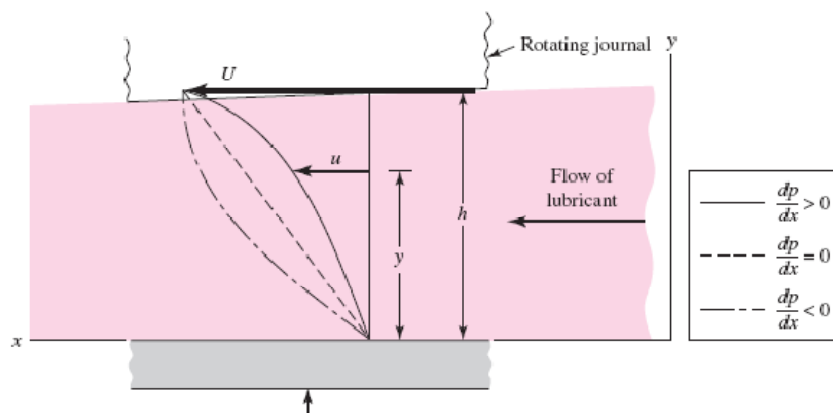
$$P dydz = 0 \quad \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y}$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y} \\ \tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \end{array} \right\} \rightarrow \frac{dP}{dx} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

اگر با فرض ثابت بودن  $x$  از این رابطه دو بار بر حسب  $y$  انتگرال بگیریم :

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx} y + C_1 \longrightarrow u = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} y^2 + C_1 y + C_2$$

چون برای یک مقدار ثابت  $x$  این رابطه به دست آمده است،  $C_1$  و  $C_2$  می توانند تابعی از  $x$  باشند. با فرض این که بین روانساز و سطوح مرزی لغزش وجود نداشته باشد



دو شرط مرزی زیر به دست می آید : (صفر = سرعت  $\rightarrow$  شرط عدم لغزش (No Slip)

$$\left. \begin{aligned} @y = 0 : u = 0 &\rightarrow C_2 = 0 \\ @y = c = h : u = -U &\rightarrow C_1 = -\frac{U}{h} - \frac{h}{2\mu} \frac{dP}{dx} \end{aligned} \right\} \rightarrow$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} (y^2 - hy) - \frac{U}{h} y$$

در این رابطه جمله اول یک سهمی درجه دوم و جمله دوم یک رابطه خطی بر حسب  $y$

است. این دو جمله ممکن است هم جهت یا مخالف جهت در بیشترین فشار  $\frac{dP}{dx} = 0$  است.

$$\frac{dP}{dx} = 0 \rightarrow u = -\frac{U}{h} y : \text{که یک رابطه خطی است}$$

اگر  $Q$  را حجم روانسازی که در واحد زمان در راستای  $x$  جریان دارد در نظر بگیریم، برای

$$Q = \int_0^h u dy : \text{عرض واحد در راستای } z \text{ داریم}$$

با جایگذاری مقدار  $u$  و انتگرال گیری داریم :

$$Q = -\frac{1}{12\mu} \frac{dP}{dx} h^3 - \frac{U}{2} h$$

با توجه به این که جریان تراکم ناپذیر است  $\frac{dQ}{dx} = 0$  و لذا خواهیم داشت :

$$\frac{dQ}{dx} = \frac{U}{2} \frac{dh}{dx} - \frac{d}{dx} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \right) = 0 \longrightarrow \frac{d}{dx} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) = -6U \frac{dh}{dx}$$

که معادله کلاسیک رینولدز برای جریان یک بعدی است. در این رابطه از نشت جانبی در

راستای  $z$  صرف نظر شده است. اگر آنرا هم در نظر بگیریم نتیجه به صورت زیر است :

$$\frac{\partial}{\partial x} = \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{dP}{dx} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dz} \right) = -6U \frac{dh}{dx}$$



برای این معادله راه حل عمومی وجود ندارد. یکی از مهم ترین پاسخ های آن به صورت زیر است :

$$\frac{r}{c}f = \varphi \left( \frac{\mu N}{P} \left( \frac{r}{c} \right)^2 \right)$$

که  $\varphi$  تابعی است که برای یاتاقان های پاره ای و کامل متفاوت است.

### بررسی های طراحی

متغیرهای طراحی یاتاقان های هیدرودینامیکی به دو دسته تقسیم می شوند :

۱. متغیرهای مستقل

۲. متغیرهای وابسته

۱. متغیرهای مستقل : متغیرهایی هستند که مقدار آن ها داده شده یا طراح می تواند انتخاب کند.

متغیرهای مستقل عبارتند از :

۱. سرعت دورانی  $N$

۲. لزجت  $\mu$

۳. بار وارده بر واحد سطح تصویر یاتاقان

۴. اندازه های زاویه پاره ای  $(\beta)$  بر حسب درجه و طول  $(L)$  ، شعاع  $(r)$  و لقی  $(c)$  یاتاقان  
 بر حسب میلیمتر معمولاً سرعت دورانی از روی طرح کلی ماشین به دست می آید و  
 طراح روی آن کنترلی ندارد. گاهی اوقات لزجت نیز از پیش تعیین شده است.

۲. متغیرهای وابسته : متغیرهایی هستند که طراح نمی تواند آن ها را کنترل کند مگر به طور

غیر مستقیم با تغییر متغیرهای گروه اول.

متغیرهای وابسته عبارتند از :

۱. ضریب اصطکاک  $f$

۲. مقدار افزایش دما  $\Delta T$

۳. جریان روغن (دبی روغن)  $Q$

۴. کمترین ضخامت لایه روغن  $h_o$

این چهار متغیر میزان خوبی کارکرد یاتاقان را مشخص می کند و آن ها را عوامل کارکرد

(Performance Factor) گویند.

محدودیت های معین روی این مقادیر را طراح باید رعایت کند. این محدودیت ها از روی

ویژگی های یاتاقان و روغن تعیین می شوند. مسأله اساسی در طراحی یاتاقان ها تعیین حدود

قابل قبول برای این دسته از متغیرهاست.

## سرعت زاویه ای مؤثر

در حالت کلی محور و یاتاقان هر دو می توانند دوران کنند و بردار بار نیز می تواند دوران کند.

$\omega_J$  سرعت زاویه ای مطلق محور

$\omega_b$  سرعت زاویه ای مطلق یاتاقان

$\omega_f$  سرعت زاویه ای مطلق بار

$\omega_{Jf} = \omega_J - \omega_f$  : سرعت زاویه ای محور نسبت به بردار بار

$\omega_{bf} = \omega_b - \omega_f$  : سرعت زاویه ای محور نسبت به بردار بار

$\omega^* = \omega_{Jf} + \omega_{bf} = \omega_J + \omega_b - 2\omega_f$  : سرعت زاویه ای مؤثر

## روابط متغیرها

این روابط توسط آلبرت ریموند و جان پوید با حل معادله رینولدز از روش های عددی با کمک کامپیوتر به دست آمده است. مجموعه این نتایج به صورت ۴۵ نمودار و ۶ جدول منتشر شده است.

برای مقادیر ۱ و ۰.۵ و  $\frac{L}{d} = ۰.۲۵$  و زوایای  $۳۶۰^\circ$  و ... و  $\beta = ۶۰^\circ$  نتیجه بررسی شده است. ما این نتایج را برای یاتاقان کامل ( $\beta = ۳۶۰^\circ$ ) بررسی می کنیم.

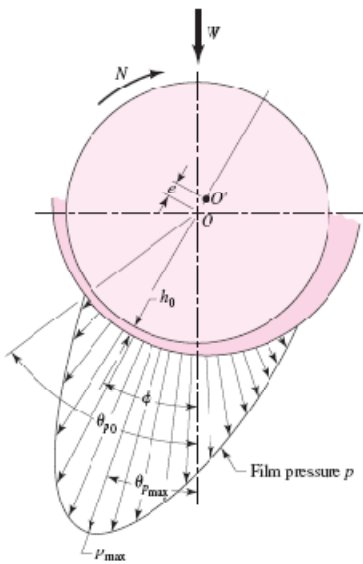
## کمترین ضخامت لایه روغن $h_o$

برای تعیین کمترین ضخامت لایه روغن، ابتدا با توجه به نوع روغن (مثلاً SAE30) و دمای متوسط روغن از نمودار (۱۲-۱۳) لزجت روغن بر حسب میلی پاسکال ثانیه (mPa.s) تعیین

می شود. با محاسبه عدد سامفرفیلد  $S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$  و  $\frac{L}{d}$  از نمودار  $\frac{h_o}{c}$  را به دست می آوریم. با توجه به معلوم بودن  $c$  حداقل ضخامت  $h_o$  معلوم می شود.

مثال : اگر نوع روغن SALE30 باشد :

$N \left( \frac{rev}{s} \right)$	۳۰
$W(KN)$	۲.۵
$r(mm)$	۲۰
$c(mm)$	۰.۰۳۲
$L(mm)$	۴۰
$\mu(mPa.s)$	۱۹



$$S = \frac{\mu N}{P} \left( \frac{r}{c} \right)^2 = ((19 \times 10^{-3} \times 30) / (1560 \times 10^3)) \times (20 / 0.032)^2$$

$$= 0.143 \left\{ \rightarrow fig (12 - 15) \rightarrow \frac{h_o}{c} = 0.44 \right.$$

$$\frac{L}{d} = \frac{L}{2r} = \frac{40}{2 \times 20} = 1$$

$$P = \frac{W}{2rL} = \frac{(2.5 \times 10^3)}{(2 \times 20 \times 10^{-3} \times 40 \times 10^{-3})} = 1560 \text{ KPa}$$

$$\frac{h_o}{c} = 0.44 \rightarrow h_o = 0.44 \times c = 0.44 \times 0.032 = 0.014 \text{ mm}$$

$$\varepsilon = 0.56 \rightarrow \varepsilon = \frac{e}{c} = 0.56 \rightarrow e = 0.56 \times c = 0.56 \times 0.03 = 0.018 \text{ mm}$$

$$c = h_o + e \rightarrow e = c - h_o \rightarrow \frac{h_o}{c} = 1 - \frac{e}{c} = 1 - \varepsilon$$

افزایش بار متناسب است با نسبت خروج از مرکز.

اگر مقدار بار یاتاقان خیلی کم باشد  $e \approx 0$  و  $h_o \approx c$  یعنی محور و یاتاقان هم محور هستند.

هر چه بار زیاد شود،  $e$  افزایش پیدا می کند و  $h_o$  کاهش می یابد تا  $e = c$  و  $h_o = 0$  یعنی

$$\frac{h_o}{c} 1 - \varepsilon = 0 \text{ و } \varepsilon = \frac{e}{c} = 1$$

محور با یاتاقان تماس پیدا کند. در این صورت بهترین طراحی موقعی است که بیشترین بار با کمترین توات (Toout) تلف شده را داشته باشیم.

مقدار بار یاتاقان و عدد سامفریلد معکوس یکدیگرند. یعنی یاتاقان با بار زیاد، عدد سامفریلد کوچکتری نسبت به یاتاقان با بار کم دارد و برعکس.

زاویه کمترین ضخامت لایه روغن نسبت به خط قائم

از نمودار (۱۷-۱۲) می توان مقدار زاویه کمترین ضخامت لایه روغن نسبت به خط قائم  $(\varphi)$

را بر حسب  $S$  و  $\frac{L}{d}$  به دست آورد.

$$\left. \begin{matrix} S = 0.143 \\ \frac{L}{d} = 1 \end{matrix} \right\} \rightarrow fig (12 - 17) \rightarrow \varphi = 54^\circ$$

## ضریب اصطکاک

از نمودار (۱۲-۱۸) می توان مقدار  $\frac{r}{c}f$  را بر حسب  $S$  و  $\frac{L}{d}$  به دست آورد.

$$\left. \begin{array}{l} S = 0.143 \\ \frac{L}{d} = 1 \end{array} \right\} \rightarrow fig (12 - 18) \rightarrow \frac{r}{c}f = 3.6 \rightarrow f = \frac{3.6 c}{r}$$

$$= \frac{3.6 \times 0.032}{20} 0.00576$$

گشتاور پیچشی لازم برای دوران

$$T = f \cdot r = 0.00576 \times 2.5 \times 10^3 \times 20 \times 10^{-3} = 0.288 \text{ N.m}$$

توان مصرفی

$$H = 2\pi NT = 2\pi \times 30 \times 0.288 = 54.286 \text{ Watt}$$

دبی حجمی روغن

از نمودار (۱۲-۱۹) می توان مقدار  $\frac{Q}{rcNL}$  را بر حسب  $S$  و  $\frac{L}{d}$  به دست آورد.

این نمودار به فرض فشار ثابت اتمسفر و بدون وجود شیار یا سوراخ روغن در یاتاقان

رسم شده است.

$$\left. \begin{array}{l} S = 0.143 \\ \frac{L}{d} = 1 \end{array} \right\} \rightarrow fig (12 - 19) \rightarrow \frac{Q}{rcNL} = 4.25 \rightarrow Q$$

$$= 4.25 \times 20 \times 0.032 \times 30 \times 40 = 3264 \frac{\text{mm}^3}{s}$$

نشتی جانبی ( $Q_s$ ): از همه دبی روغنی که دور محور گردش می کند، مقدار  $Q_s$  آن از دور یاتاقان بیرون می رود که به آن نشتی جانبی گویند.

از نمودار (۱۲-۲۰) می توان مقدار نسبت جریان  $\frac{Q_s}{Q}$  را بر حسب  $S$  و  $\frac{L}{d}$  به دست آورد.

$$\left. \begin{array}{l} S = 0.143 \\ \frac{L}{d} = 1 \end{array} \right\} \rightarrow fig (12 - 20) \rightarrow \frac{Q_s}{Q} = 0.64 \rightarrow Q_s = 0.64 \times 3264$$

$$= 2088.96 \frac{mm^3}{s}$$

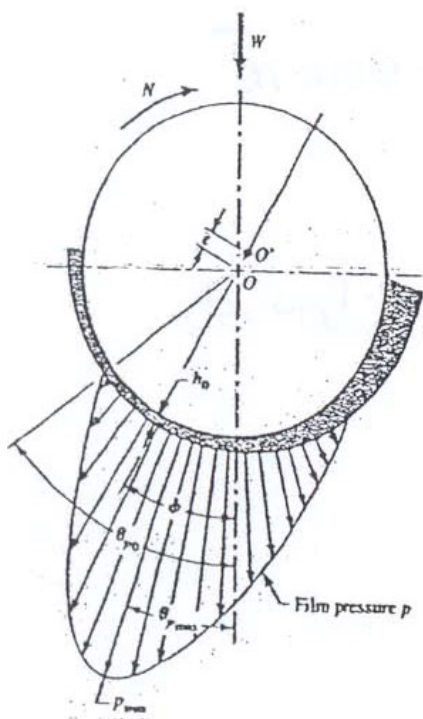
### فشار لایه روغن

از نمودار (۱۲-۲۱) می توان مقدار نسبت فشار  $\frac{P}{P_{max}}$  را بر حسب  $S$  و  $\frac{L}{d}$  به دست آورد.

$$\left. \begin{array}{l} S = 0.143 \\ \frac{L}{d} = 1 \end{array} \right\} \rightarrow fig (12 - 21) \rightarrow \frac{P}{P_{max}} = 0.43 \rightarrow P_{max} \frac{P = \frac{w}{2rL}}{0.43}$$

$$= \frac{1560}{0.43} = 3628 \text{ KPa}$$

$$\left. \begin{array}{l} S = 0.143 \\ \frac{L}{d} = 1 \end{array} \right\} \rightarrow fig (12 - 22) \rightarrow \theta_{P_{max}} = 18^\circ \text{ \& } \theta_{P_o} = 76^\circ$$



$\frac{L}{d}$  $S$	$\varepsilon = \frac{e}{c}$
	$\frac{h_0}{c}$
	$\varphi$
	$\frac{r}{c}f$
	$\frac{Q}{rcNL}$
	$\frac{Q_s}{Q}$
	$\frac{P}{P_{max}}$
	$\theta_{P^0}$
	$\theta_{Pmax}$

### افزایش دمای روانساز

در تحلیل ریموند - بویید لزجت روغن در هنگام عبور از یاتاقان ثابت فرض شده است. لذا

برای تعیین لزجت روغن، دمای متوسط ورودی و خروجی روغن را به کار می بریم.

همان طور که می دانیم لزجت روغن در اثر تغییر دما به طور محسوسی تغییر می یابد. در

نتیجه عدد سامفریلد و مشخصات دیگر یاتاقان که وابسته به دمای روغن هستند، تغییر می



یابند. بنابراین باید دمای مناسبی را انتخاب نمود. دمای مناسب برای به دست آوردن نتایج دقیق تر لزجت روغن دمای متوسط روغن می باشد. دمای ورودی روغن معمولاً داده می شود. پس باید افزایش دما  $\Delta T$  در یاتاقان را به دست آورد و سپس دمای متوسط روغن را به دست آورد. به این منظور ابتدا افزایش دما  $\Delta T$  را در یاتاقان فرض می کنیم و سپس دمای متوسط روغن را به دست می آوریم و از روی آن لزجت روغن را تعیین می کنیم :

$$T_{ave} = T_1 + \frac{\Delta T}{2} \rightarrow \mu \rightarrow \Delta T \rightarrow T_{ave}$$

با محاسبه عدد سامفریلد و نسبت  $\frac{L}{d}$  یا  $\frac{\dot{L}}{d}$  اعداد بدون بعد جریان، ضریب اصطکاک و نسبت جریان محیطی به جریان کل تعیین می شود و می توان با استفاده از یکی از روابط زیر افزایش دما  $\Delta T$  را به دست آورد :

برای یاتاقان کامل :

$$\Delta T = 8.3P \times \frac{\frac{r}{c}f}{\frac{Q}{rcNL}}$$

$$P \text{ (Mpa)} \quad \Delta T(^{\circ}C) \quad c(mm) \quad r(mm) \quad L(mm)$$

$$\Delta T = \frac{0.103P}{1 - \frac{1}{2} \frac{Q_s}{Q}} \times \frac{\frac{r}{c}f}{\frac{Q}{rcNL}}$$

$$P \text{ (psia)} \quad \Delta T(^{\circ}F) \quad c(inch) \quad r(inch) \quad L(inch)$$

برای یاتاقان با تغذیه فشاری

$$\Delta T = \frac{978 \times 10^6}{1 + 1.5\varepsilon^2} \times \frac{\left(\frac{r}{c}f\right) SW^2}{P_S r^4}$$

$$P \text{ (KPa)} \quad \Delta T(^{\circ}\text{C}) \quad c(\text{mm}) \quad r(\text{mm}) \quad W(\text{KN})$$

$$\Delta T = \frac{0.0123}{1 + 1.5\varepsilon^2} \times \frac{\left(\frac{r}{c}f\right) SW^2}{P_S r^4}$$

$$P \text{ (psia)} \quad \Delta T(^{\circ}\text{F}) \quad c(\text{inch}) \quad r(\text{inch}) \quad W(\text{Klbf})$$

پس از محاسبه افزایش دما  $\Delta T$ ، دمای متوسط جدید را به دست آورده و نقطه مربوط به این  $T_{ave}$  و  $\mu$  قبلی را از روی نمودار  $\mu - T$  تعیین می کنیم. اگر این نقطه روی منحنی با  $SAE$  مورد نظر افتاد جواب مسئله است. در غیر این صورت  $\mu$  جدید را به صورتی انتخاب می کنیم که با این دمای متوسط نقطه مربوطه در طرف دیگر منحنی لزجت روغن، دما قرار می گیرد. با این  $\mu$  جدید محاسبات را تکرار کرده و  $\Delta T$  و  $T_{ave}$  جدید را به دست می آوریم. موقعیت  $T_{ave}$  و  $\mu$  مجدد را روی نمودار مشخص می کنیم. اگر منطبق بر منحنی  $SAE$  مربوط بود، جواب مسئله است و اگر نبود دو نقطه به دست آمده را به هم وصل می کنیم و در صورت نیاز ادامه می دهیم تا منحنی مربوطه را قطع کند. نقطه تلاقی جواب مسئله است و از روی آن می توان لزجت و دمای متوسط روغن در یاتاقان را به دست آورد.

یکی از خواسته های ما، تعیین دمای خروجی روغن با توجه به نوع و دمای ورودی روغن است که به صورت سعی و خطا معلوم می شود.

## روش های بهینه سازی

در هنگام طراحی، مهندس باید درجه حرارت روغن را همراه با مقادارهای مناسبی برای  $r$ ,  $c$ ,  $L$ ,  $N$ ,  $P$  انتخاب کند. انتخاب نادرست یا عدم دقت در موقع تولید ممکن است باعث از کار افتادن سریع یاتاقان شود.

اگر لقی  $c$  کم باشد باعث کاهش حداقل ضخامت لایه روغن ( $h_o$ ) کم بوده و باعث افزایش دبی خروجی روغن شود. اگر لقی  $c$  خیلی زیاد باشد باعث کاهش حداقل ضخامت لایه روغن ( $h_o$ ) و سایش یاتاقان می شود و یاتاقان پر سر و صدا کار می کند.

محدوده مناسب برای لقی  $inch \times 10^{-3} (0.75 < c < 1.25)$  است. در این ناحیه در صورت

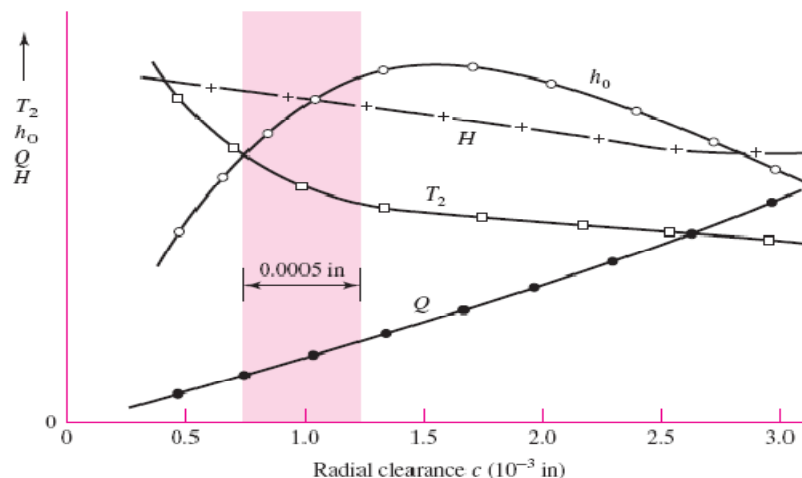
سایش یاتاقان حداقل ضخامت لایه روغن ( $h_o$ ) افزایش می یابد و بدین ترتیب از سایش

یاتاقان جلوگیری می شود. یک تفرانس مناسب برای یاتاقان های لغزشی  $\frac{h_0}{f_7}$  می باشد.

ممکن است در اثر کم بودن حداقل ضخامت لایه روغن ( $h_o$ )، ذرات معلق در روغن در آن

جا گیر کند یا باعث خراش پیدا کردن یاتاقان شود.

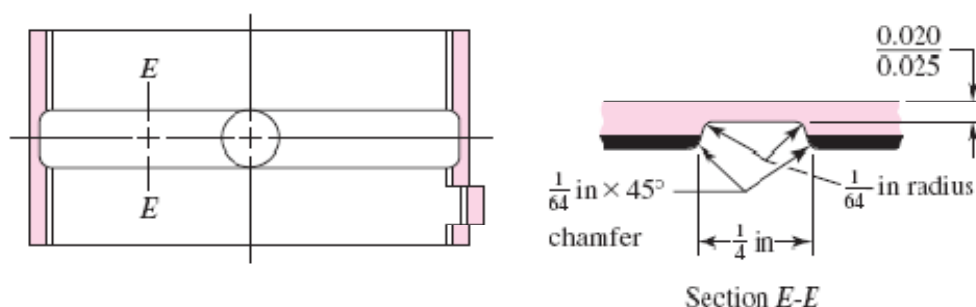
دمای زیاد روغن و یاتاقان ممکن است باعث از کار افتادن آن در خستگی شود.



## یاتاقان های شیاردار (یاتاقان هایی با تغذیه فشاری) (*Pressure – Fed Bearings*)

هنگامی که گرمای زیاد در یاتاقان ایجاد می شود که دبی طبیعی روغن برای دور کردن آن کافی نباشد، لذا باید روغن از طریق یک شیار با فشار به داخل یاتاقان پمپ شود. معمولاً یک شیار محیطی در وسط یاتاقان با یک سوراخ تغذیه در طرف مقابل ناحیه زیر بار منظور می شود.

در اثر وجود شیار یاتاقان به دو قسمت تقسیم می شود که هر کدام از آن ها مقدار  $\frac{L}{d}$  شان کوچک تر از  $\frac{L}{d}$  های یاتاقان اصلی است و منحنی توزیع فشار هم به دو قسمت تقسیم می شود. حداقل ضخامت لایه روغن ( $h_o$ ) کاهش می یابد ولی در این یاتاقان بار زیادی با کاهش دمای روغن عمل می کند. فرض می کنیم شیار به اندازه کافی بزرگ است. به طوری که افت فشار زیادی در آن وجود ندارد. در ابتدا فرض می کنیم خروج از مرکز نداریم و از چرخش محور صرف نظر می کنیم. بنابراین جریان روغن در راستای محور یاتاقان از دو نیمه خارج می شود. اگر فشار ورودی روغن ( $p_s$ ) و فشار در سایر نقاط ( $P$ ) باشد برای یک المان :



$$2y(P + dP) - 2yP - 2\tau dx = 0 \rightarrow \tau = y \frac{dP}{dx} \quad (1)$$

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \rightarrow -\tau = \mu \frac{-du}{dy} \quad (2)$$

در این جا  $\tau$  و اختلاف محور  $x$ ها در نظر گرفته ایم و با افزایش  $y$  سرعت کاهش می یابد.

$\frac{du}{dy}$  منفی است.

$$(1) \& (2) \rightarrow \frac{du}{dy} = \frac{1}{\mu} \frac{dP}{dx} y$$

با فرض ثابت بودن  $\frac{dP}{dx}$  اگر از رابطه فوق بر حسب  $y$  انتگرال بگیریم :

$$\text{Boundary Condition} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} u = \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} y^2 + C \\ y = \pm \frac{c}{2} : u = 0 \end{array} \right\} \rightarrow C_1 = -\frac{c^2}{8\mu} \frac{dp}{dx}$$

$$\rightarrow u = \frac{1}{8\mu} \frac{dP}{dx} (4y^2 - c^2)$$

فرض می کنیم فشار روغن به طور خطی از مرکز تا لبه یاتاقان تغییر کند :  $P = Ax+B$

$$\text{Boundary Condition} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} x = 0 : P = P_s \\ x = \hat{L} : P = 0 \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} A = -\frac{P_s}{\hat{L}} \\ B = P_s \end{array} \right\} \rightarrow P$$

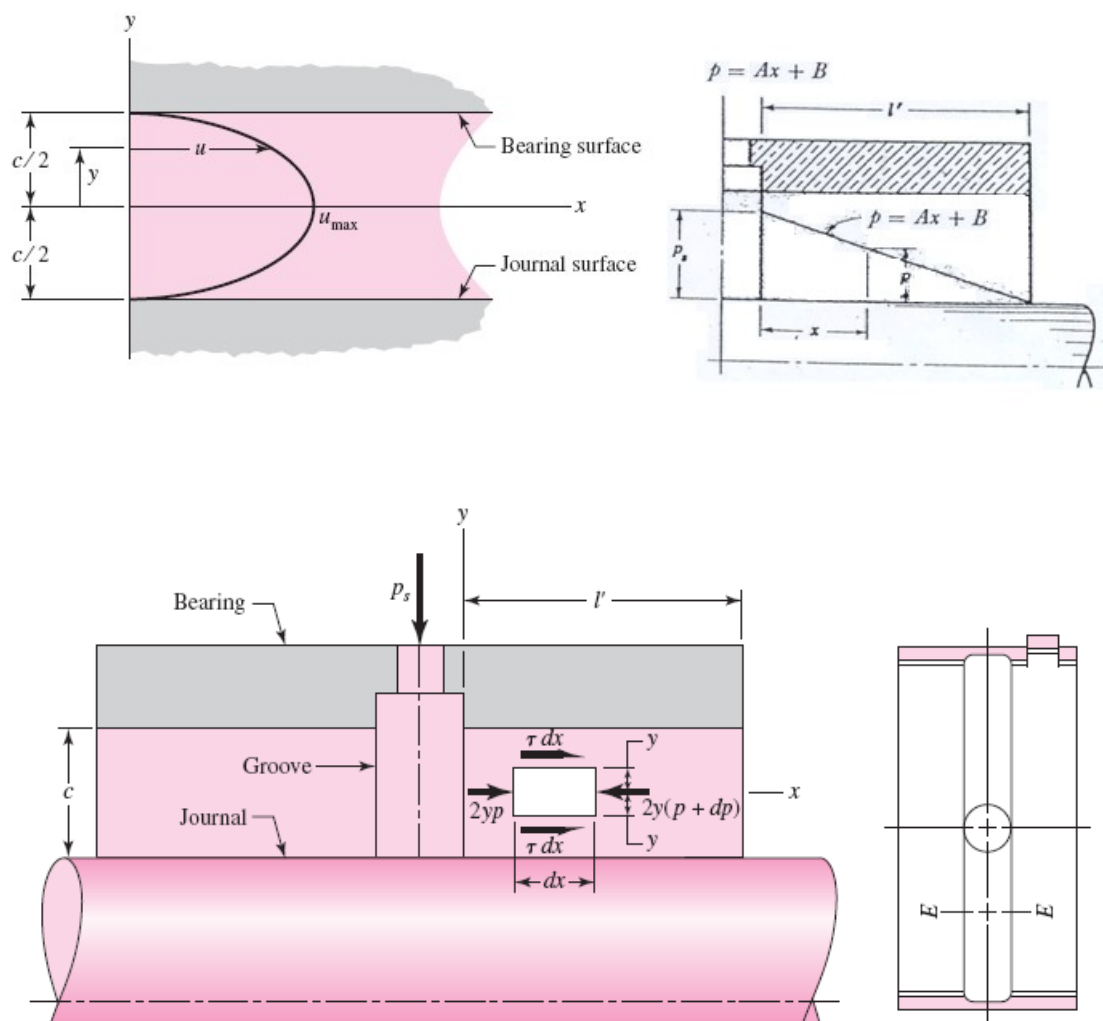
$$= -\frac{P_s}{\hat{L}} x + P_s \rightarrow \frac{dP}{dx} = \frac{P_s}{\hat{L}}$$

با جایگذاری این مقدار در رابطه بالا، رابطه سرعت روغن بر حسب  $y$  به دست می آید :

$$u = \frac{P_s}{8\mu\hat{L}} (c^2 - 4y^2)$$

که نمودار یک سهمی است و بیشترین سرعت در  $y = 0$  ایجاد می شود که برابر است با

$$u = \frac{P_s c^2}{8\mu\hat{L}}$$



$$dQ_s = 2 u_{ave} dA = 2 u_{ave} (r h. d\theta) = \frac{P_s \times r}{6\mu \times \dot{L}} (c - e \times \cos\theta)^3 d\theta$$

$$Q_s = \int dQ_s$$

$$= \frac{P_s \times r}{6\mu \times \dot{L}} \int_0^{2\pi} (c - e \times \cos\theta)^3 d\theta$$

$$= \frac{\pi \times P_s \times R \times c^3}{3 \times \mu \times \dot{L}} \times (1 + 1.5\varepsilon^2)$$

در تحلیل یاتاقان هایی با تغذیه فشاری، طول یاتاقان  $L$  در نظر گرفته می شود و بار بین دو

نیمه یاتاقان تقسیم می شود :

$$P = \frac{\frac{W}{2}}{2r\dot{L}} = \frac{W}{4r\dot{L}}$$

در این حالت از نمودارهای (۱۲-۲۰) و (۱۲-۱۹) برای تغییر دبی و نسبت دبی استفاده نمی شود و به مقدار فشار ماکزیممی که از نمودار (۱۲-۲۱) به دست می آید، باید مقدار فشار ورودی ( $P_s$ ) را اضافه کرد تا فشار کلی به دست آید.

$$\Delta T = \frac{H}{\rho c_p Q_3} \quad H = 2\pi N T \text{ اتلاف گرما}$$

با قرار دادن مقادیر  $H$  و  $Q_s$  در رابطه  $\Delta T$  داریم :

$$\Delta T = \frac{6\mu \dot{L} f W N}{\rho c_p P_s c^3 (1 + 1.5 \varepsilon^2)}$$

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P} = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{4r \mu \dot{L} N}{W}$$

$$\Delta T = \frac{\Delta T}{S} S = \frac{1.5 \left(\frac{r}{c} f\right) W^2 S}{\rho c_p P_s r^4 (1 + 1.5 \varepsilon^2)}$$

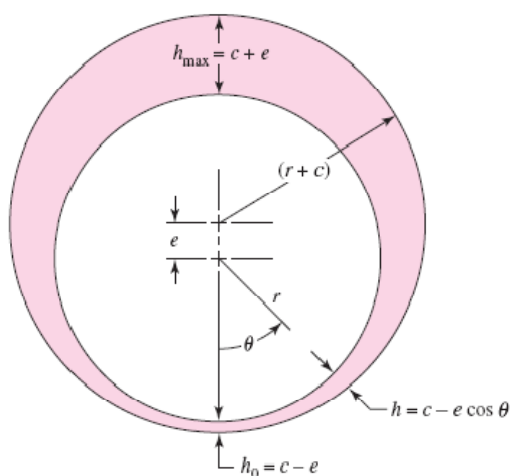
$\rho$  : دانسیته متوسط روغن که معمولاً  $861 \frac{kg}{m^3}$  در نظر گرفته می شود.

$C_p$  : گرمای ویژه متوسط روغن که معمولاً  $1760 \frac{J}{Kg^\circ C}$  در نظر گرفته می شود.

$W$  : بر حسب نیوتن

$P_s$  : بر حسب پاسکال

$\Delta T$  : بر حسب درجه سانتی گراد یا کلوین



## موازنه گرمایی

یاتاقان خود نگهدارنده : اگر روغن در پوسته یاتاقان ذخیره شود، به آن یاتاقان خود نگهدارنده گویند.

در یاتاقان های خود نگهدارنده گرما از طریق دبی حجمی روغن انتقال نمی یابد و باید به صورت تابش و جابه جایی دفع شود.

$$H = C A (T_H - T_A)$$

$C$  : ضریب انتقال حرارت (ترکیبی از تابش و جابه جایی) بر حسب  $\frac{W}{m^2 K}$

$A$  : سطح پوسته بر حسب متر مربع

$T_A$  : دمای هوای محیط

$T_H$  : دمای سطح پوسته

	هوای ساکن	برای کارهای طراحی متوسط	برای حرکت هوا با سرعت $2.5 \left(\frac{m}{s}\right)$
C	۱۱.۴	۱۵.۳	۳۳.۵

در اثر اختلاف دمای متوسط روغن و پوسته حرارت از روغن به پوسته و از آن جا به محیط انتقال می یابد.



برای به دست آوردن دمای متوسط روغن از رابطه کاملاً تقریبی زیر استفاده می شود :

$$T_L - T_H = B \times (T_H - T_A)$$

$T_L$  : دمای متوسط روغن

$B$  : ثابتی است که به نحوه روانکاری بستگی دارد و از جدول زیر تعیین می شود :

سیستم روغن کاری	شرایط	محدوده $B$
رینگ روغنی	هوای متحرک	۱-۲
رینگ روغنی	هوای ساکن	
وان روغنی	هوای متحرک	
وان روغنی	هوای ساکن	

با حذف  $T_H$  از دو رابطه بالا خواهیم داشت :

$$H = \frac{C}{B + 1} A (T_L - T_A)$$

## یاتاقان با روانکاری مرزی و روانکاری با فیلم مخلوط

روانکاری مرزی : هنگامی که دو سطح نسبت به هم می لغزند و فقط یک لایه جزئی روغن بین آن ها قرار دارد، به این حالت روانکاری مرزی گویند.

این حالت در مواقع راه اندازی یا توقف یاتاقان های هیدرودینامیکی یا موقع افزایش بار و یا به دلیل نوع کاربردها به وجود می آید.

روانکاری با فیلم مخلوط : یاتاقان هایی که هم در شرایط هیدرودینامیکی و هم در شرایط لایه خیلی نازک کار می کنند، به این حالت روانکاری با فیلم مخلوط گویند.

حالت روانکاری با فیلم مخلوط در شرایط زیر ظاهر می شود :

۱. لزجت روغن خیلی کم باشد.
۲. سرعت محور خیلی کم باشد.
۳. اضافه بار به یاتاقان اعمال شود.
۴. محور و یاتاقان کاملاً هم راستا نباشند.

در این شرایط چون طراحی قابل اعتماد غیر ممکن است، لذا یک روش برخورد برای ارضای نیازهای تعریف شده وجود دارد. که یک روش برخورد با این مسأله طراحی بر مبنای توانایی یاتاقان در دفع گرمای تولید شده می باشد.

در این روش مقدار  $P V$  از رابطه زیر محاسبه می شود :

$$PV = \frac{K(T_B - T_A)}{f_m}$$

$P$ : بار بر واحد سطح تصویر شده یاتاقان بر حسب  $KPa$

$V$ : سرعت سطح محور نسبت به سطح یاتاقان بر حسب  $\frac{m}{s}$

$T_A$ : دمای هوای محیط

$T_B$ : دمای داخل یاتاقان

$F_m$ : ضریب اصطکاک فیلم مخلوط

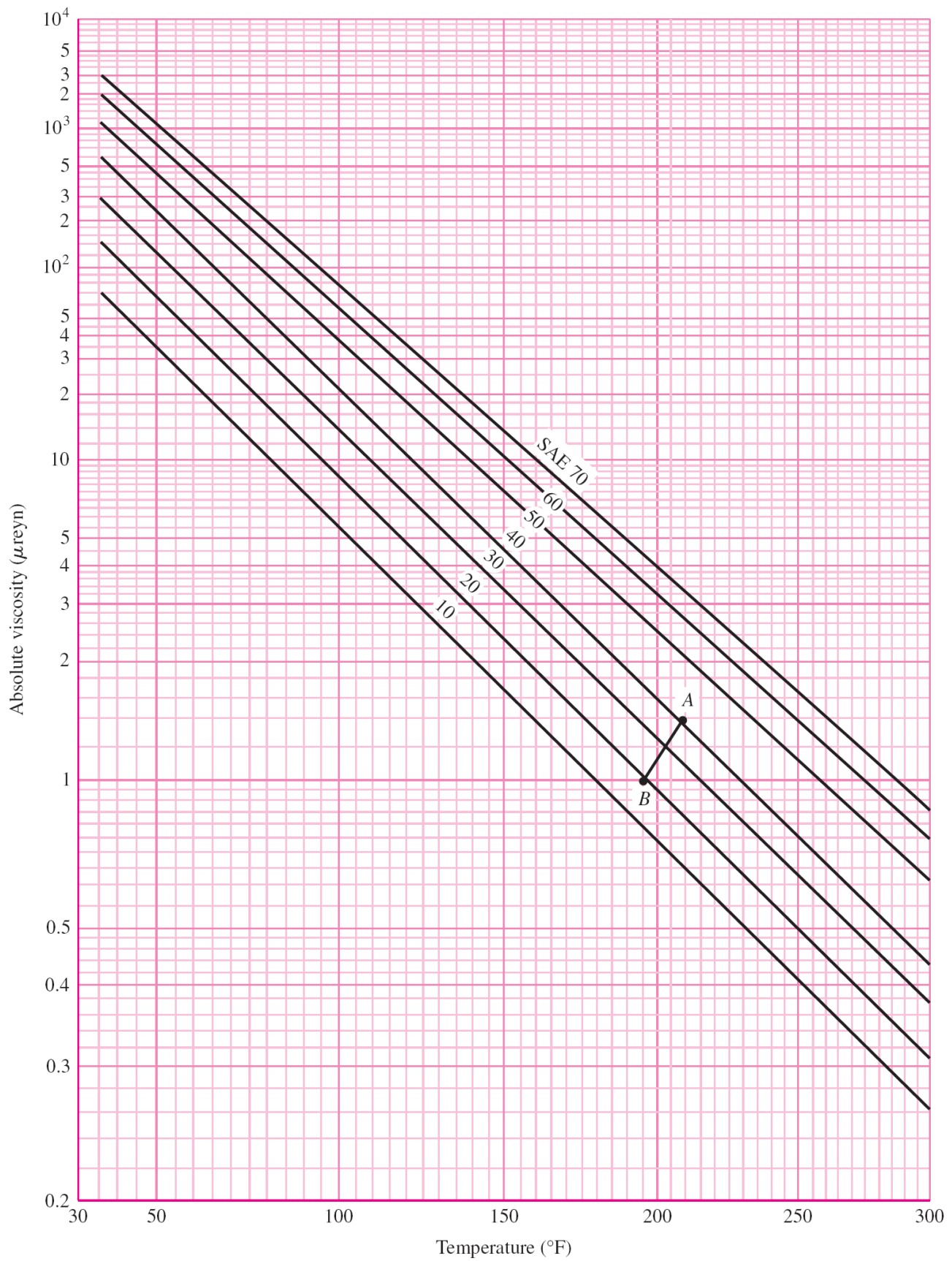
در جدول (۵-۱۲) پاره ایی از موارد مورد استفاده در هنگامی که شرایط خشک یا فیلم مخلوط ظاهر می شود، نشان داده شده است و بیشترین مقادیر برای کمیت های ذکر شده در بالا ارائه شده است. در نمودار (۳۴-۱۲) بر مبنای درصد روانکاری و ضریب اصطکاک خشک بین دو سطح به صورت نمودارهایی ارائه شده است. باید با توجه به تجربه خود در طراحی های گذشته مقدار مناسبی برای  $K$  به دست آورد.

مثلاً در یاتاقان های برنزی ریخته گری شده  $K = \frac{1}{4}$ ، بنابراین :

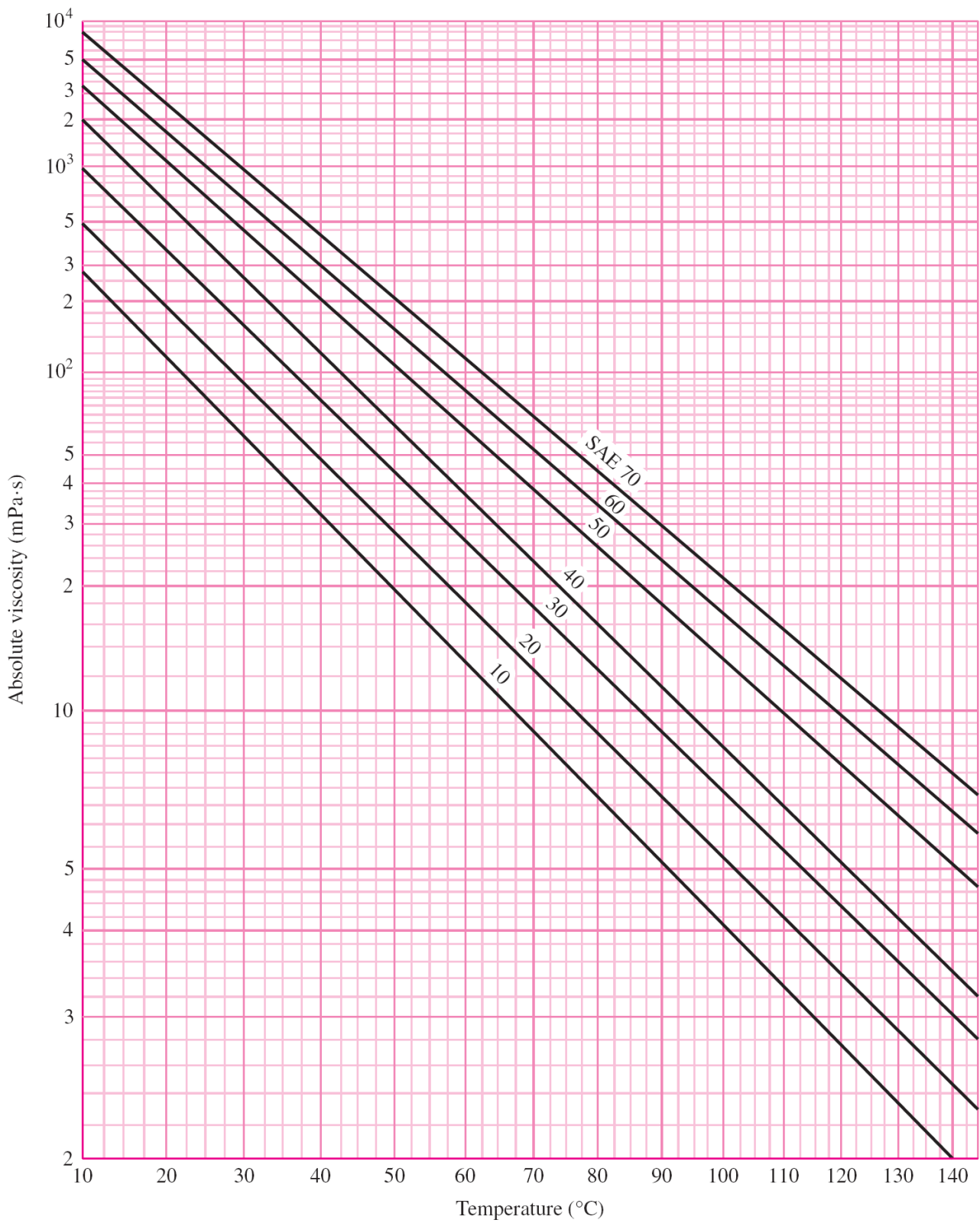
$$PV = \frac{T_B - T_A}{4 f_m}$$

**Figure 12-12**

**Viscosity\_temperature chart in U.S. customary units. (Raimondi and Boyd.)**

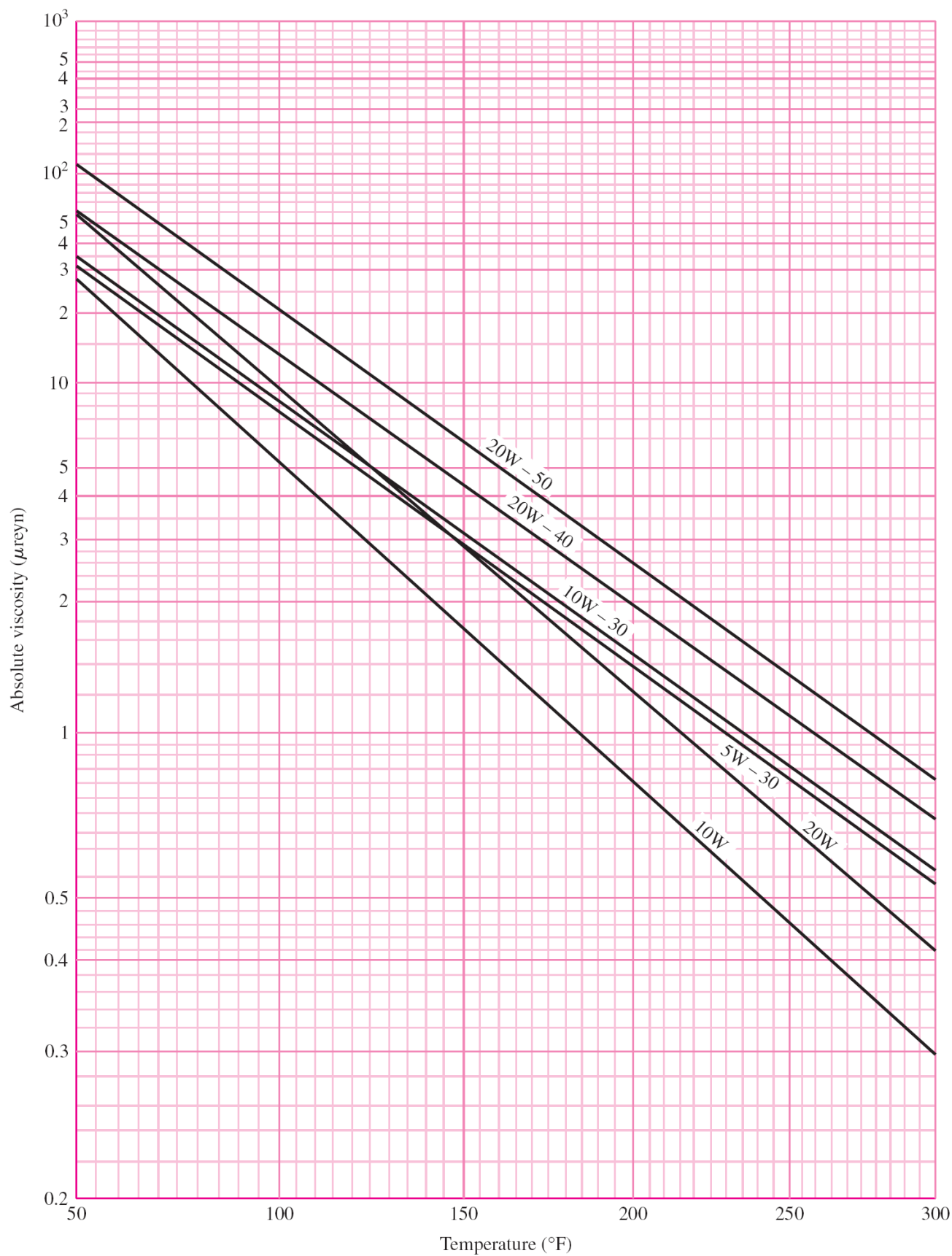


**Figure 12–13**  
**Viscosity–temperature chart in SI units.** (*Adapted from Fig. 12–12.*)



**Figure 12-14**

**Chart for multiviscosity lubricants. This chart was derived from known viscosities at two points, 100 and 210°F, and the results are believed to be correct for other temperatures.**



**Table 12-1**

Curve Fits\* to Approximate the Viscosity versus Temperature Functions for SAE Grades 10 to 60

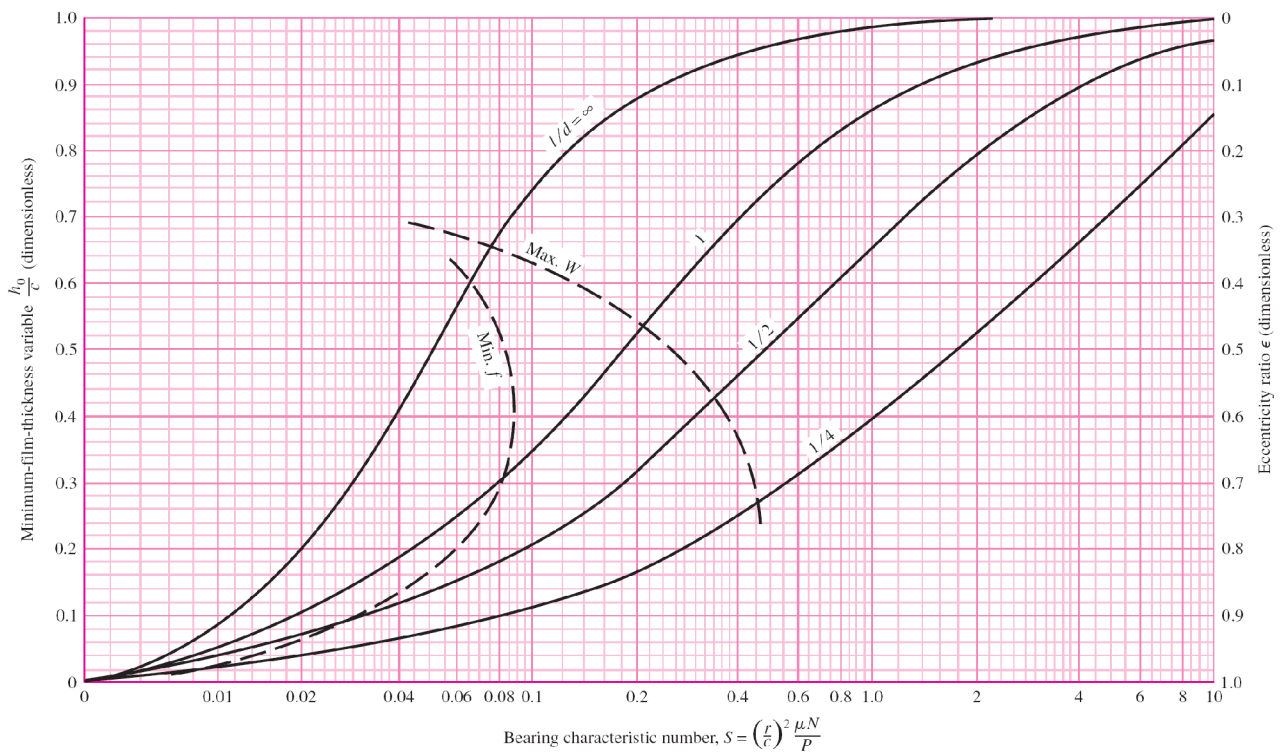
Source: A. S. Seireg and S. Dandage, "Empirical Design Procedure for the Thermodynamic Behavior of Journal Bearings," *J. Lubrication Technology*, vol. 104, April 1982, pp. 135-148.

Oil Grade, SAE	Viscosity $\mu_0$ , reyn	Constant $b$ , °F
10	$0.0158(10^{-6})$	1157.5
20	$0.0136(10^{-6})$	1271.6
30	$0.0141(10^{-6})$	1360.0
40	$0.0121(10^{-6})$	1474.4
50	$0.0170(10^{-6})$	1509.6
60	$0.0187(10^{-6})$	1564.0

$$*\mu = \mu_0 \exp [b/(T + 95)], T \text{ in } ^\circ\text{F}.$$

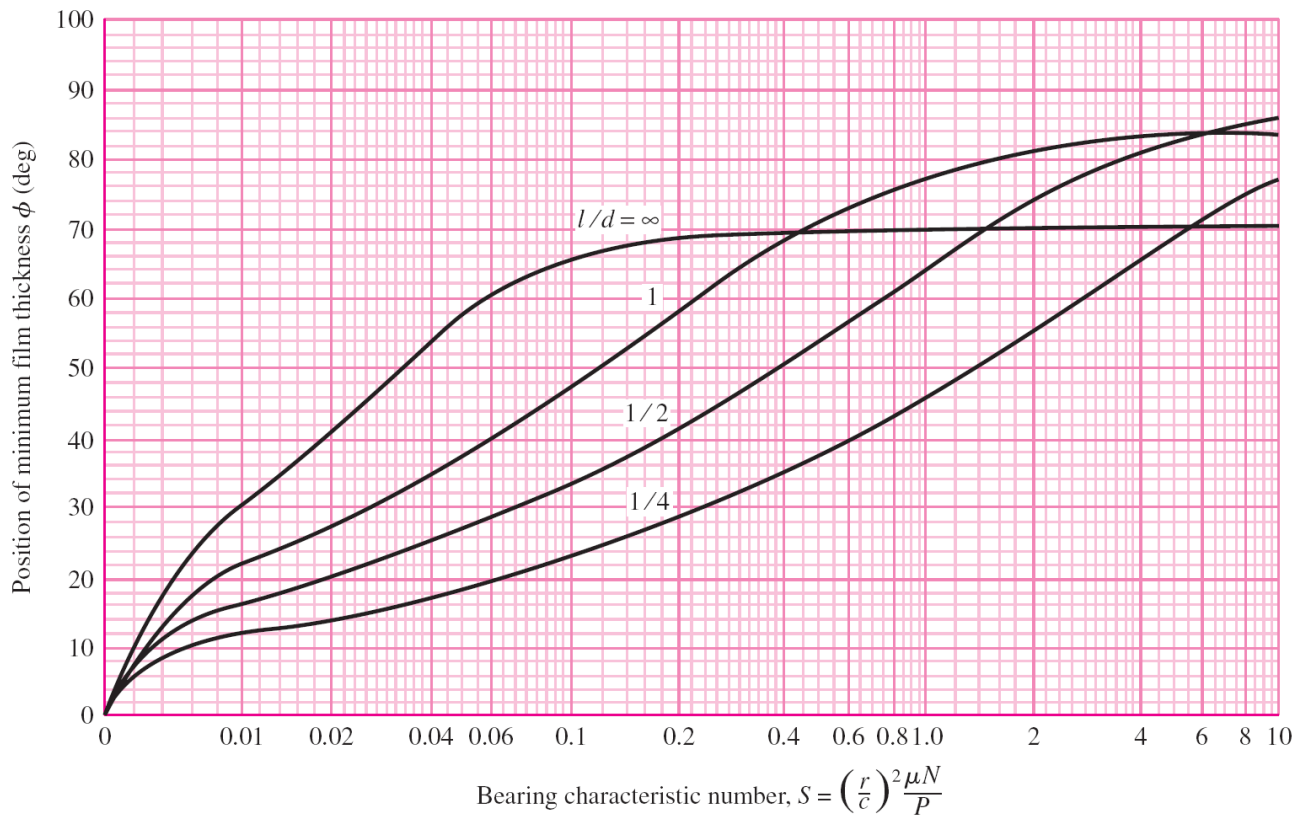
**Figure 12-16**

Chart for minimum film-thickness variable and eccentricity ratio. The left boundary of the zone defines the optimal  $h_0$  for minimum friction; the right boundary is optimum  $h_0$  for load. (Raimondi and Boyd.)



**Figure 12-17**

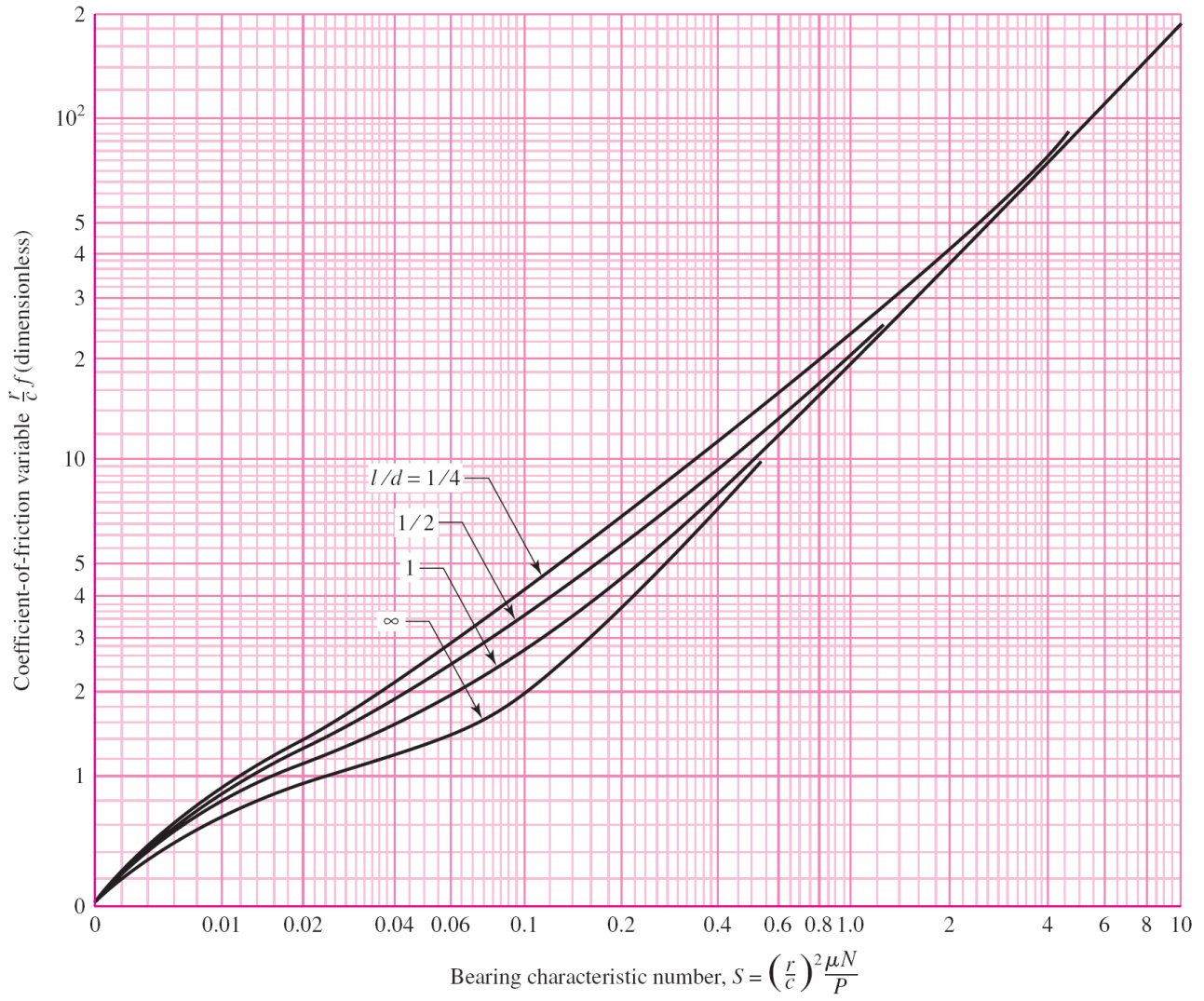
**Chart for determining the position of the minimum film thickness  $h_0$ . (Raimondi and Boyd.)**





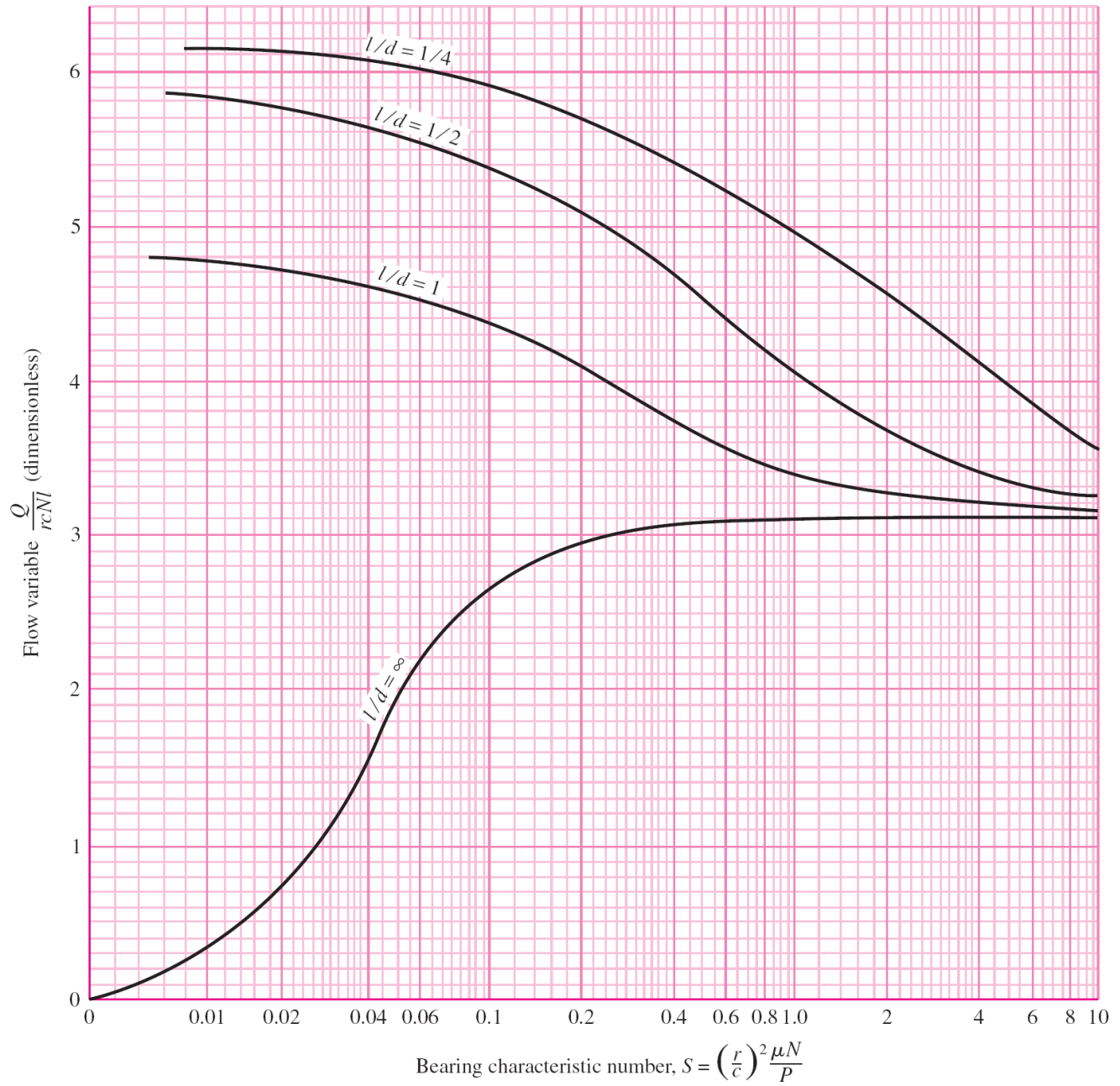
**Figure 12-18**

**Chart for coefficient-of-friction variable; note that Petroff's equation is the asymptote. (Raimondi and Boyd.)**



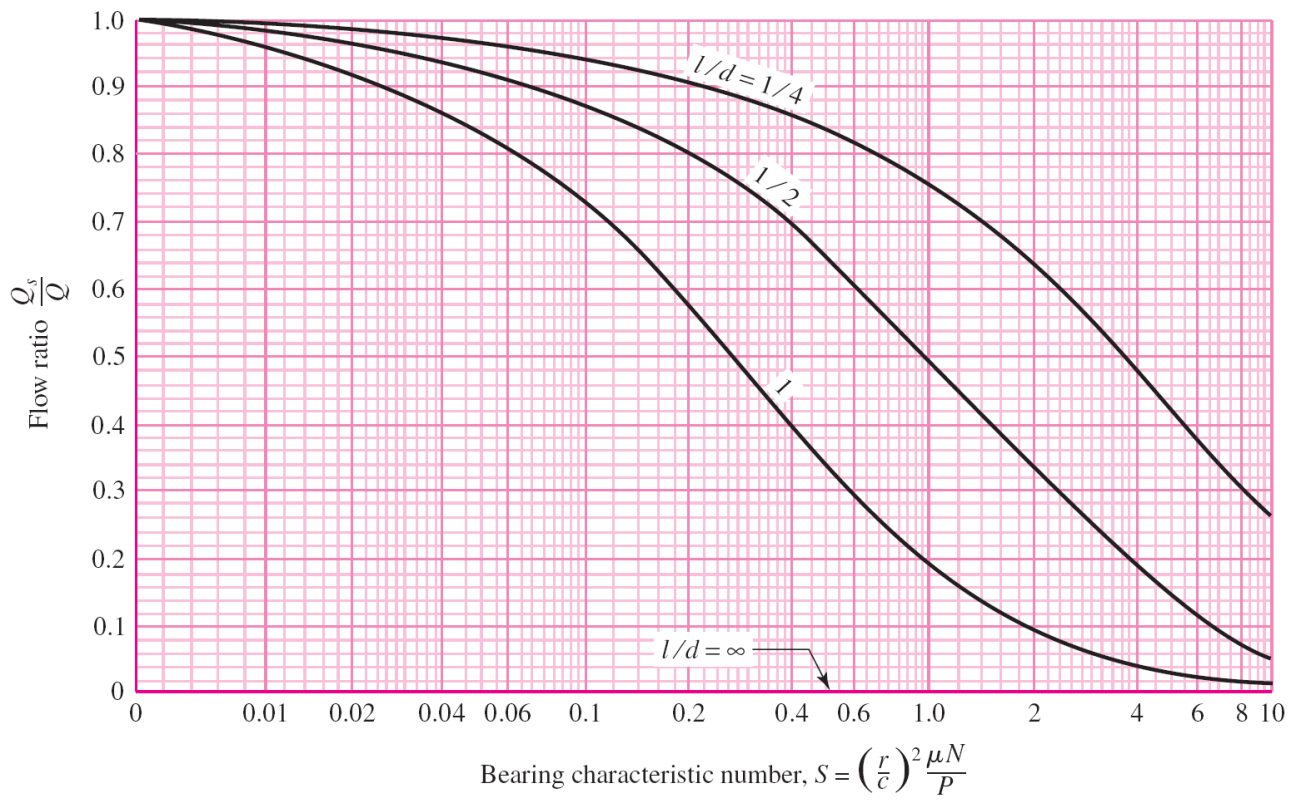
**Figure 12-19**

**Chart for flow variable. Note: Not for pressure-fed bearings. (Raimondi and Boyd.)**



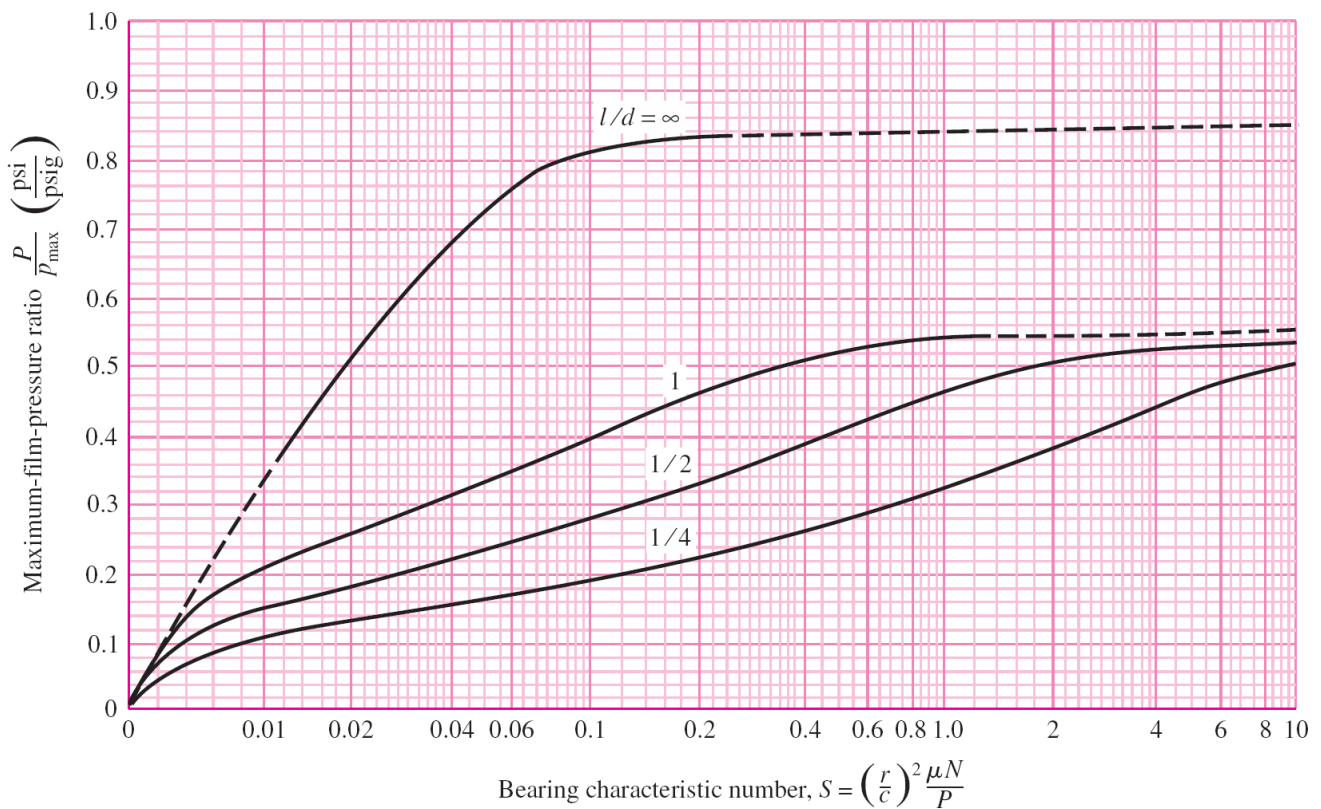
**Figure 12–20**

**Chart for determining the ratio of side flow to total flow. (Raimondi and Boyd.)**



**Figure 12–21**

**Chart for determining the maximum film pressure. Note: Not for pressure-fed bearings. (Raimondi and Boyd.)**



**Figure 12-22**

**Chart for finding the terminating position of the lubricant film and the position of maximum film pressure.**  
(Raimondi and Boyd.)

